



Patent  
Attorney's Docket No. 012778-122

THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Patent Application of )  
Yoshiyuki YASUI et al. ) Group Art Unit: 3661  
Application No.: 10/682,405 ) Examiner: Unassigned  
Filed: October 10, 2003 ) Confirmation No.: 3443  
For: ROAD CONDITION ESTIMATION )  
APPARATUS )

**SUBMISSION OF CERTIFIED COPY OF PRIORITY DOCUMENT**

Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed:

Japanese Patent Application No. 2002-298358

Filed: October 11, 2002

In support of this claim, enclosed is a certified copy of said prior foreign application. Said prior foreign application was referred to in the oath or declaration. Acknowledgment of receipt of the certified copy is requested.

Respectfully submitted,

BURNS, DOANE, SWECKER & MATHIS, L.L.P.

Date: February 17, 2004

By: Matthew L. Schneider  
Matthew L. Schneider  
Registration No. 32,814

P.O. Box 1404  
Alexandria, Virginia 22313-1404  
(703) 836-6620

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

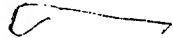
別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日                      2 0 0 2 年 1 0 月 1 1 日  
Date of Application:

出 願 番 号                      特 願 2 0 0 2 - 2 9 8 3 5 8  
Application Number:  
[ST. 10/C]:                      [ J P 2 0 0 2 - 2 9 8 3 5 8 ]

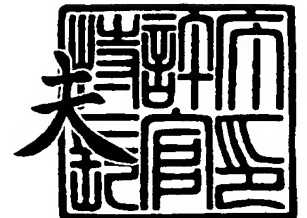
出 願 人  
Applicant(s):                      アイシン精機株式会社  
株式会社豊田中央研究所  
豊田工機株式会社  
株式会社アドヴィックス



2 0 0 3 年 1 0 月    3 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康



出証番号    出証特 2 0 0 3 - 3 0 8 1 9 3 1

【書類名】 特許願

【整理番号】 22-AIN-14P

【提出日】 平成14年10月11日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60T 8/58

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町 2 丁目 1 番地 アイシン精機株式会  
社内

【氏名】 安井 由行

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 4 1 番地の 1 株  
式会社豊田中央研究所内

【氏名】 小野 英一

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 4 1 番地の 1 株  
式会社豊田中央研究所内

【氏名】 村岸 裕治

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町 1 丁目 1 番地 豊田工機株式会社内

【氏名】 竹内 真司

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町 1 丁目 1 番地 豊田工機株式会社内

【氏名】 樺山 峰一

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町 1 丁目 1 番地 豊田工機株式会社内

【氏名】 加藤 博章

## 【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町 2 丁目 1 番地 株式会社アドヴィックス内

【氏名】 井本 雄三

## 【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町 2 丁目 1 番地 株式会社アドヴィックス内

【氏名】 相澤 博昭

## 【特許出願人】

【識別番号】 000000011

【氏名又は名称】 アイシン精機株式会社

## 【特許出願人】

【識別番号】 000003609

【氏名又は名称】 株式会社豊田中央研究所

## 【特許出願人】

【識別番号】 000003470

【氏名又は名称】 豊田工機株式会社

## 【特許出願人】

【識別番号】 301065892

【氏名又は名称】 株式会社アドヴィックス

## 【代理人】

【識別番号】 100084124

【弁理士】

【氏名又は名称】 池田 一真

## 【手数料の表示】

【予納台帳番号】 063142

【納付金額】 21,000円

## 【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 路面状態推定装置、及び該装置を備えた車両の運動制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 運転者の操作手段とは機械的に分離した駆動手段によって車輪毎に操舵制御を行う車両に設け、該車両が走行中の路面状態を推定する路面状態推定装置において、前記車両の少なくとも一つの車輪を操舵するときの路面反力トルクを検出する路面反力トルク検出手段と、該路面反力トルク検出手段の検出結果に基づき、前記車輪に生ずるセルフアライニングトルクを推定するセルフアライニングトルク推定手段と、前記車輪に対するサイドフォース及び車輪スリップ角を含む車輪指標のうちの少なくとも一つの車輪指標を推定又は検出する車輪指標取得手段と、該車輪指標取得手段が取得した車輪指標に対する、前記セルフアライニングトルク推定手段が推定したセルフアライニングトルクの変化に基づき、前記車輪に対するグリップ度を推定するグリップ度推定手段を備えたことを特徴とする路面状態推定装置。

【請求項 2】 前記車輪指標取得手段が取得した車輪指標と前記セルフアライニングトルク推定手段が推定したセルフアライニングトルクに基づき、基準セルフアライニングトルクを設定する基準セルフアライニングトルク設定手段を具備し、前記グリップ度推定手段が、前記基準セルフアライニングトルク設定手段が設定した基準セルフアライニングトルクと前記セルフアライニングトルク推定手段が推定したセルフアライニングトルクとの比較結果に基づき、前記車輪に対するグリップ度を推定するように構成したことを特徴とする請求項 1 記載の路面状態推定装置。

【請求項 3】 前記基準セルフアライニングトルク設定手段は、前記車輪指標取得手段が取得した車輪指標に対する前記セルフアライニングトルク推定手段が推定したセルフアライニングトルクの特性を、少なくとも原点を含む線形に近似させた基準セルフアライニングトルク特性を設定し、該基準セルフアライニングトルク特性に基づき、前記基準セルフアライニングトルクを設定するように構成したことを特徴とする請求項 2 記載の路面状態推定装置。

【請求項 4】 前記基準セルフアライニングトルク設定手段は、前記車輪に

対するブラッシュモデルに基づいて設定した勾配を有する線形の基準セルフアライニングトルク特性を設定し、該基準セルフアライニングトルク特性に基づき前記基準セルフアライニングトルクを設定するように構成したことを特徴とする請求項 2 記載の路面状態推定装置。

【請求項 5】 前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度に基づき前記車輪の前記路面に対する摩擦係数を推定する摩擦係数推定手段を備えたことを特徴とする請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置。

【請求項 6】 前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度及び前記摩擦係数推定手段によって推定した摩擦係数を含む路面指標のうちの少なくとも一つの路面指標を所定値と比較し、該路面指標が前記所定値未満となったときには前記車両の運転者に報知する報知手段を備えたことを特徴とする請求項 1 乃至 5 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置。

【請求項 7】 前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度及び前記摩擦係数推定手段によって推定した摩擦係数を含む路面指標のうちの少なくとも一つの路面指標を、前記車両の左右の車輪間で比較し、比較結果に基づき前記車両の走行路面が  $\mu$  スプリット路面か否かを判定する路面判定手段を備えたことを特徴とする請求項 1 乃至 5 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置。

【請求項 8】 請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する操舵制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度に基づき、前記各車輪の操舵角を設定するように構成したことを特徴とする車両の運動制御装置。

【請求項 9】 請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する操舵制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度が所定値以下に低下した車輪に対し、該車輪の操舵角を減少させるように構成したことを特徴とする車両の運動制御装置。

【請求項 10】 前記制御手段は、前記グリップ度が所定値以下に低下した車輪の操舵角を減少させたときには、該車輪に対し前記車両の左右方向で反対側の車輪の操舵角を増加させるように構成したことを特徴とする請求項 9 記載の車

両の運動制御装置。

【請求項 1 1】 請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する制動力制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度に基づき、前記各車輪の制動力を設定するように構成したことを特徴とする車両の運動制御装置。

【請求項 1 2】 請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する制動力制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記グリップ度推定手段によって推定した前記車両の一つの車輪のグリップ度が所定値以下に低下したときには、前記車両のその他の車輪に対し制動力を付与するように構成したことを特徴とする車両の運動制御装置。

【請求項 1 3】 請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する制動力制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記車両の制動操作中に、前記グリップ度推定手段によって推定した前記車両の一つの車輪のグリップ度が所定値以下に低下したときには、該車輪の制動力を減少させるように構成したことを特徴とする車両の運動制御装置。

【請求項 1 4】 前記制御手段は、前記グリップ度が所定値以下に低下した車輪の制動力を減少させたときには、該車輪以外の少なくとも一つの車輪の制動力を増加させるように構成したことを特徴とする請求項 1 3 記載の車両の運動制御装置。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0001】

##### 【発明の属する技術分野】

本発明は、路面状態推定装置に関し、車輪に対する横方向のグリップの程度を表すグリップ度を推定し、少なくともこのグリップ度に基づき路面状態を推定する装置に係る。また、この路面状態推定装置を備え、各車輪のグリップ度に基づき各車輪の操舵制御又は制動制御を行う車両の運動制御装置に係る。

##### 【0002】

##### 【従来の技術】

従来から、車両安定性を維持するために、車両の状態量を検出、判定し、各車輪の制動力を独立に制御する装置が知られており、例えば、特許文献1（特開平6-99800）に開示されている。同公報においては、車速及び操舵角からヨーレイトの目標値を形成し、ヨーレイトの実際値との偏差の時間的導関数でオーバステア又はアンダステアを判定することとしている。オーバステアの場合には、旋回外側前輪の制動滑りを増大させ、つまり、旋回外側前輪の制動力を増大させ、アンダステアの場合には、旋回内側後輪の制動滑りを増大させることとしている。

#### 【0003】

また、特許文献2（特開昭62-146754）においては、操舵角と車速から前輪車輪速差、横加速度又はヨーレイトの目標値を設定し、ブレーキ及び／又はエンジンの出力を制御する装置が開示されている。

#### 【0004】

そして、特許文献3（特開平11-99956）には、操舵輪の切り過ぎを防止することを目的とした車両用可変舵角比操舵装置が開示されており、横力使用率あるいは横G使用率という指標が用いられている。即ち、同公報に記載の装置によれば、先ず路面摩擦係数 $\mu$ が推定され、横力の使用率が求められる。路面摩擦係数 $\mu$ が低いほどタイヤのコーナリングパワー $C_p$ が減少するため、同一舵角での路面から受けるラック軸反力は路面摩擦係数 $\mu$ に応じて小さくなる。従って、前輪舵角とラック軸反力を実測し、前輪舵角に対する実ラック軸反力と、予め内部モデルとして設定された基準ラック軸反力との比較により路面摩擦係数 $\mu$ を推定することができるとするものである。更に、路面摩擦係数 $\mu$ に基づき等価摩擦円を設定し、前後力による摩擦力使用分を差し引き、最大発生横力を求め、現在発生している横力との比を横力使用率としている。あるいは、横Gセンサを設け、検出した横Gに基づき横G使用率とすることもできるとしている。

#### 【0005】

更に、近年の電子技術の発達にともない運転操作の電子化、所謂バイ・ワイヤ化が進められており、操舵制御に関してもステア・バイ・ワイヤ・システムが提案されている。例えば、特許文献4（特開2001-191937）には、操作

部材（ステアリングホイール）を車輪に機械的に連結することなく、操作部材による操舵用アクチュエータの動きに応じて舵角が変化するようにしたステアバイワイヤシステムが開示されており、その改良に係る車両用操舵制御装置が提案されている。同様に、特許文献5（特開平7-329808）には、モータ駆動によって後輪の舵角制御が行われる操舵制御装置が開示されており、これもステア・バイ・ワイヤ・システムといえることができる。

#### 【0006】

更に、車両の操縦安定性の向上という観点から、特許文献6（特許2716435）には、カーブ走行時に車両速度を制御するための車両速度制御装置が提案されている。これには、横方向力（SV，SH）を検出するとともに車両の横滑り角（ $\delta V$ ， $\delta H$ ）をカーブ走行時の車両の走行特性として検出し、時間についての横方向力の変化（ $\Delta SV$ ， $\Delta SH$ ）と横滑り角の変化（ $\Delta \delta V$ ， $\Delta \delta H$ ）の商（ $\Delta SV / \Delta \delta V$ ， $\Delta SH / \Delta \delta H$ ）を所定の限界値（K）と比較し、所定の限界値（K）を越えることを指示するときに車両速度を制御する旨記載されている。

#### 【0007】

一方、非特許文献1（自動車技術ハンドブック〈第1分冊〉基礎・理論編）の179頁乃至180頁には、タイヤの横すべりについて解説されている。

#### 【0008】

##### 【特許文献1】

特開平6-99800号公報

##### 【特許文献2】

特開昭62-146754号公報

##### 【特許文献3】

特開平11-99956号公報

##### 【特許文献4】

特開2001-191937号公報

##### 【特許文献5】

特開平7-329808号公報

**【特許文献 6】**

特許第 2 7 1 6 4 3 5 号公報

**【非特許文献 1】**

「自動車技術ハンドブック〈第 1 分冊〉基礎・理論編」、1 9 9 0 年  
1 2 月 1 日、社団法人自動車技術会（P. 1 7 9, 1 8 0）

**【0 0 0 9】****【発明が解決しようとする課題】**

路面とタイヤとの摩擦には限界があるため、車両が摩擦限界に達し、過度のアンダステア状態になった場合には、運転者が意図する走行旋回半径を維持するためには、車両のヨー運動、つまり車両走行面上における車両姿勢を制御するだけではなく、車両を減速することが必要となる。然し乍ら、前掲の特許文献 1（特開平 6 - 9 9 8 0 0）に記載の装置等では、タイヤが摩擦限界に達してから車両挙動が判別されるため、この状況で車両を減速するとコーナリングフォースが減少し、アンダステアの助長が懸念される。さらに、実際の制御システムにおいては、制御不感帯を有するため、ある程度の車両挙動が発生した後、上記の制御が実行されることになる。

**【0 0 1 0】**

また、道路のカーブ形状はクロソイド曲線で構成されており、運転者が道路のカーブをトレースしようとする場合には、徐々にステアリングホイール（ハンドル）を切りこんで行くことになる。従って、カーブへの進入速度が高い場合には、車輪に発生するサイドフォースが遠心力と釣合わず、車両はカーブ外側にふくらむ傾向を示す。このような場合に、前掲の特許文献 1（特開平 6 - 9 9 8 0 0）や特許文献 2（特開昭 6 2 - 1 4 6 7 5 4）に記載の装置が作動するが、旋回限界で制御が開始されるため、この制御により車速が十分に低下できない場合が生じ、前述の制御のみではカーブ外側へのふくらみを防止できない場合も起こり得る。

**【0 0 1 1】**

更に、特許文献 6（特許 2 7 1 6 4 3 5）に記載の装置においては、横方向力の時間変化量、及び横滑り角の時間変化量に基づく制御が行なわれているが、こ

これらの時間変化量（時間微分値）は、ノイズの影響を受けやすく、例えば、悪路走行など路面からの外乱が大きい場合には検出精度が問題となる。また、この装置では横滑り角変化量に対する横方向力の変化量によって制御することとしているので、[車輪の横滑り角－横方向力] 特性、即ち、[車輪のスリップ角－サイドフォース] 特性において、その特性が飽和し始めた状態、つまり通常域でも限界域に近い領域で、初めて判定が可能ということになる。

#### 【0012】

ところで、前掲の非特許文献1には、タイヤが横すべり角 $\alpha$ を以って横すべりしながら転動する状態が図1に示すように説明されている。即ち、図1において、破線で示すタイヤのトレッド面は路面と図1の点Aを含む接地面前端で接触し、点Bまで路面に粘着し、タイヤ進行方向に移動する。そして、横方向のせん断変形による変形力が摩擦力に等しくなった点ですべりだし、点Cを含む後端で路面から離れて元の状態に戻る。このとき、接地面全体で発生する力 $F_y$ （サイドフォース）はトレッド部の横方向への変形面積（図1の斜線部）と単位面積当たりのトレッド部の横方向弾性定数の積となる。図1に示すように、サイドフォース $F_y$ の着力点はタイヤ中心線直下（点O）よりも $e_n$ （ニューマチックトレール）だけ後方（図1の左方向）にある。従って、このときのモーメント $F_y \cdot e_n$ がセルフアライニングトルク（ $T_{sa}$ ）であり、横すべり角 $\alpha$ を減少させる方向に作用することになる。

#### 【0013】

次に、車両にタイヤが装着された場合について、図1を簡略化した図2を用いて説明する。車両の操舵車輪においては、通常、ステアリングホイール（ハンドル）の戻りをよくするため、キャスタ角をつけキャスタトレール $e_c$ を設けることとしている。従って、車輪の接地点は点O'となりステアリングホイールを復元させようとするモーメントは、 $F_y \cdot (e_n + e_c)$ となる。

#### 【0014】

タイヤの横方向のグリップ状態が低下し、すべり領域が拡大すると、トレッド部の横方向変形は図2のABCの形状からADCの形状となる。この結果、サイドフォース $F_y$ の着力点は、車両進行方面に対して前方（図2の点Hから点J）

に移動することになる。つまりニューマチックトレール  $e_n$  が小さくなる。従って、同一のサイドフォース  $F_y$  が作用していても、粘着領域が大きく、すべり領域が小さい場合（即ち、タイヤの横グリップが高い場合）には、ニューマチックトレール  $e_n$  は大きく、セルフアライニングトルク  $T_{sa}$  は大きくなる。逆に、タイヤの横方向のグリップが失われ、すべり領域が増大すると、ニューマチックトレール  $e_n$  は小さくなり、セルフアライニングトルク  $T_{sa}$  は減少することになる。

#### 【0015】

以上のように、ニューマチックトレール  $e_n$  の変化に着目すれば、タイヤ横方向のグリップの程度を検出することが可能である。そして、ニューマチックトレール  $e_n$  の変化はセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  に表れるため、セルフアライニングトルク  $T_{sa}$  に基づき、車輪に対する横方向のグリップの程度を表すグリップ度（以下、グリップ度という）を推定することができる。また、グリップ度としては、後述するように、路面摩擦に対するサイドフォースの余裕度に基づいて推定することもできる。

#### 【0016】

上記のグリップ度は、前掲の特許文献3（特開平11-99956）に開示された横力使用率又は横G使用率とは以下のように相違している。同公報に記載の装置においては、路面において発生可能な最大横力を、路面摩擦係数  $\mu$  から求めている。この路面摩擦係数  $\mu$  はコーナリングパワー  $C_p$ （定義は、スリップ角 1 deg 時のサイドフォースの値）の路面摩擦係数  $\mu$  依存性に基づいて推定される。しかし、コーナリングパワー  $C_p$  は路面摩擦係数  $\mu$  だけでなく、タイヤ接地面の形状（接地面長さ、及び幅）、トレッドゴムの弾性などに影響される。例えば、トレッド面に水が介在するような場合、あるいは、タイヤ磨耗、温度によりトレッドゴム弾性が変化した場合等において、路面摩擦係数  $\mu$  が同一でもコーナリングパワー  $C_p$  に変化が現れる。このように、同公報に記載の技術においては車輪のタイヤとしての特性には全く配慮されていない。

#### 【0017】

これに対し、上記のグリップ度を直接用いれば、路面とタイヤとの間で摩擦限

界に達する前の早い段階で、路面状態に応じて種々の制御を適切に行うことができる。しかも、後に詳述するように、このグリップ度に基づいて路面の摩擦係数を推定することができる。従って、上記のグリップ度及び摩擦係数を路面指標とし、これに基づいて路面状態を推定することとすれば、路面とタイヤとの間で摩擦限界に達する前の早い段階で路面状態を推定することが可能となる。

#### 【0018】

特に、前掲の特許文献4（特開2001-191937）及び特許文献5（特開平7-329808）に記載のようなステア・バイ・ワイヤ・システムにおいては、運転者の操作手段たるステアリングホイールとは機械的に分離した駆動手段（例えばモータ）によって操舵制御が行われるので、この場合には駆動手段の駆動信号（例えば電流）を検出することによって前述のセルフアライニングを検出することが可能となり（詳細は後述）、上記のグリップ度の推定が容易となる。更に、車輪毎に操舵制御を行うように構成すれば、各車輪のグリップ度を推定することができるので、このグリップ度を通常域から監視し、グリップ度が低下、もしくは、その傾向にある場合に車両を安定化する制御を行うことができる。

#### 【0019】

そこで、本発明は、運転者の操作手段とは機械的に分離した駆動手段によって車輪毎に操舵制御を行うステア・バイ・ワイヤ・システムの車両に供し、該車両が走行中の路面状態を車輪毎に適切なタイミングで精度よく推定し得る路面状態推定装置を提供することを課題とする。

#### 【0020】

また、本発明は、運転者の操作手段とは機械的に分離した駆動手段によって車輪毎に操舵制御を行うステア・バイ・ワイヤ・システムの車両において、該車両が走行中の路面状態を車輪毎に適切なタイミングで精度よく推定し、その路面状態に基づき適切に運動制御を行ない得る車両の運動制御装置を提供することを別の課題とする。

#### 【0021】

##### 【課題を解決するための手段】

上記の課題を解決するため、本発明の路面状態推定装置は、請求項1に記載の

ように、運転者の操作手段とは機械的に分離した駆動手段によって車輪毎に操舵制御を行う車両に設け、該車両が走行中の路面状態を推定する路面状態推定装置において、前記車両の少なくとも一つの車輪を操舵するときの路面反力トルクを検出する路面反力トルク検出手段と、該路面反力トルク検出手段の検出結果に基づき、前記車輪に生ずるセルフアライニングトルクを推定するセルフアライニングトルク推定手段と、前記車輪に対するサイドフォース及び車輪スリップ角を含む車輪指標のうちの少なくとも一つの車輪指標を推定又は検出する車輪指標取得手段と、該車輪指標取得手段が取得した車輪指標に対する、前記セルフアライニングトルク推定手段が推定したセルフアライニングトルクの変化に基づき、前記車輪に対するグリップ度を推定するグリップ度推定手段を備えることとしたものである。尚、前記車両の速度、横加速度、ヨーレート、操舵角等の車両の状態量を検出する車両状態量検出手段を設け、該車両状態量検出手段の検出信号に基づき、前記車輪に対するサイドフォース及び車輪スリップ角を推定することができるが、これらを直接検出するセンサを設けることとしてもよい。

#### 【0022】

更に、請求項2に記載のように、前記車輪指標取得手段が取得した車輪指標と前記セルフアライニングトルク推定手段が推定したセルフアライニングトルクに基づき、基準セルフアライニングトルクを設定する基準セルフアライニングトルク設定手段を具備したものとし、前記グリップ度推定手段が、前記基準セルフアライニングトルク設定手段が設定した基準セルフアライニングトルクと前記セルフアライニングトルク推定手段が推定したセルフアライニングトルクとの比較結果に基づき、前記車輪に対するグリップ度を推定するように構成するとよい。

#### 【0023】

前記基準セルフアライニングトルク設定手段は、請求項3に記載のように、前記車輪指標取得手段が取得した車輪指標に対する前記セルフアライニングトルク推定手段が推定したセルフアライニングトルクの特性を、少なくとも原点を含む線形に近似させた基準セルフアライニングトルク特性を設定し、該基準セルフアライニングトルク特性に基づき、前記基準セルフアライニングトルクを設定するように構成することができる。

## 【0024】

また、前記基準セルフアライニングトルク設定手段は、請求項4に記載のように、前記車輪に対するブラッシュモデルに基づいて設定した勾配を有する線形の基準セルフアライニングトルク特性を設定し、該基準セルフアライニングトルク特性に基づき前記基準セルフアライニングトルクを設定するように構成することもある。

## 【0025】

上記各請求項に記載の路面状態推定装置において、請求項5に記載のように、前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度に基づき前記車輪の前記路面に対する摩擦係数を推定する摩擦係数推定手段を備えたものとする。よい。

## 【0026】

また、上記請求項1乃至5の何れか1項に記載の路面状態推定装置において、請求項6に記載のように、前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度及び前記摩擦係数推定手段によって推定した摩擦係数を含む路面指標のうちの少なくとも一つの路面指標を所定値と比較し、該路面指標が前記所定値未満となったときには前記車両の運転者に報知する報知手段を備えたものとしてもよい。

## 【0027】

更に、上記請求項1乃至5の何れか1項に記載の路面状態推定装置において、請求項7に記載のように、前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度及び前記摩擦係数推定手段によって推定した摩擦係数を含む路面指標のうちの少なくとも一つの路面指標を、前記車両の左右の車輪間で比較し、比較結果に基づき前記車両の走行路面が $\mu$  スプリット路面か否かを判定する路面判定手段を備えたものとしてもよい。

## 【0028】

一方、本発明の車両の運動制御装置は、請求項8に記載のように、請求項1乃至4の何れか1項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する操舵制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度に基づき、前記各車輪の操舵角を設定するように構成したものである。

**【 0 0 2 9 】**

また、本発明の車両の運動制御装置は、請求項 9 に記載のように、請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する操舵制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度が所定値以下に低下した車輪に対し、該車輪の操舵角を減少させるように構成してもよい。

**【 0 0 3 0 】**

上記請求項 9 に記載の運動制御装置において、前記制御手段は、請求項 1 0 に記載のように、前記グリップ度が所定値以下に低下した車輪の操舵角を減少させたときには、該車輪に対し前記車両の左右方向で反対側の車輪の操舵角を増加させるように構成し、サイドフォース総和の低下を抑制するとよい。

**【 0 0 3 1 】**

あるいは、本発明の車両の運動制御装置は、請求項 1 1 に記載のように、請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する制動力制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記グリップ度推定手段によって推定したグリップ度に基づき、前記各車輪の制動力を設定するように構成することもできる。

**【 0 0 3 2 】**

また、本発明の車両の運動制御装置は、請求項 1 2 に記載のように、請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する制動力制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記グリップ度推定手段によって推定した前記車両の一つの車輪のグリップ度が所定値以下に低下したときには、前記車両のその他の車輪に対し制動力を付与するように構成してもよい。

**【 0 0 3 3 】**

更に、本発明の車両の運動制御装置は、請求項 1 3 に記載のように、請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の路面状態推定装置を備えると共に、前記車両の各車輪に対する制動力制御を行う制御手段を備え、該制御手段が、前記車両の制動操作中に、前記グリップ度推定手段によって推定した前記車両の一つの車輪のグリ

ップ度が所定値以下に低下したときには、該車輪の制動力を減少させるように構成してもよい。

#### 【0034】

上記請求項13に記載の運動制御装置において、前記制御手段は、請求項14に記載のように、前記グリップ度が所定値以下に低下した車輪の制動力を減少させたときには、該車輪以外の少なくとも一つの車輪の制動力を増加させるように構成し、制動力総和の低下を抑制するとよい。

#### 【0035】

##### 【発明の実施の形態】

以下、本発明の望ましい実施形態を説明する。先ず、本発明の一実施形態に係る路面状態推定装置を含み、本発明の一実施形態に係る運動制御装置を備えた車両の構成について、図3乃至図6を参照して説明する。本実施形態の車両は図3に示すように構成され、図4に示すように、操舵制御システム（STR）、操舵反力シミュレータ（SST）、ブレーキ制御システム（BRK）、スロットル制御システム（SLT）、シフト制御システム（ATM）、及び報知システム（ALM）が通信バスを介して接続されており、各システム間で互いのシステム情報を共有することができるように構成されている。本実施形態の操舵制御システム（STR）においては、車輪毎に操舵アクチュエータSA1乃至SA4が設けられている。

#### 【0036】

上記の各制御システムに供給する信号の検出手段として、図3に示すように、車輪WH1乃至WH4に、夫々車輪速センサWS1乃至WS4が配設され、これらが電子制御装置ECUに接続されており、各車輪の回転速度、即ち車輪速度に比例するパルス数のパルス信号が電子制御装置ECUに入力されるように構成されている。更に、ブレーキペダルBPが踏み込まれたときオンとなるブレーキスイッチBS、運転者によって操作されるステアリングホイールSWの動作を検出するステアリングホイール操作検出手段SS、各車輪の操舵アクチュエータSA1乃至SA4の出力を検出するストロークセンサ（実舵角センサ）ST1乃至ST4、車両の前後加速度Gxを検出する前後加速度センサXG、車両の横加速度

Gyを検出する横加速度センサYG、車両のヨーレイト $\gamma$ を検出するヨーレイトセンサYR等が電子制御装置ECUに接続されている。

#### 【0037】

本実施形態の操舵制御システム（STR）は、各車輪が、運転者の操作手段たるステアリングホイールSWとは機械的に分離した駆動手段によって操舵制御を行うように構成されている。即ち、図3に示すように、ステアリングホイールSWと車輪WH1乃至WH4の各々とは機械的に連結されておらず、ステアリングホイールSWの動作は、ステアリングホイール操作検出手段SSによって検出される。このステアリングホイール操作検出手段SSとしては、ステアリングホイール操作角センサSM（図4）、ステアリングホイール操作トルクセンサ（図示せず）等によって構成することができる。

#### 【0038】

操舵制御システム（STR）においては、図4に示すように、操舵制御用のCPU、ROM及びRAMを備えた操舵制御ユニットECU1に、回転角センサ及び電流センサが接続されると共に、モータ駆動回路を介してモータMが接続されている。而して、図3に示すステアリングホイール操作検出手段SSによって検出される運転者の操作量、前掲の各センサによって検出される車両の状態量（車両速度、ヨーレイト、前後加速度、横加速度、車体スリップ角等）、各車輪と路面との摩擦状態等に基づき、操舵制御ユニットECU1において各車輪の操舵角の目標値 $\theta_{xxt}$ が決定される。ここで、添え字xxは各車輪を意味し、右前車輪はfr、左前車輪はfl、右後車輪はrr、左後車輪はrlで表し、tは目標値を表わす。この目標値 $\theta_{xxt}$ に基づき各車輪に装着された操舵アクチュエータSA1乃至SA4が個別に駆動され、各車輪の操舵角 $\theta_{xx}$ が制御されるように構成されている。

#### 【0039】

更に、車両の走行状態やステアリングホイールSWの操作状態に応じて適切な反力が得られるように、操舵反力シミュレータSSTが制御される。この操舵反力シミュレータSSTは、図3に示すようにステアリングホイールSWに接続され、図4に示すように、制御ユニットECU2に、回転角センサ及びトルクセンサが接続されると共に、モータ駆動回路を介して反力モータが接続されている。

而して、例えば前掲の特許文献 4（特開 2001-191937）に開示されているように、ステアリングホイール SW を直進位置に復帰させる方向に力を発生させる弾性部材（図示せず）及び反力モータによってトルクを発生させることができる。

#### 【0040】

操舵制御システム（STR）における操舵制御手段は図 5 に示すように構成されている。運転者の操作状態及び車両走行状態の情報（車両速度、ヨーレイト、横加速度、前後加速度、車体スリップ角等）が通信バスを介して操舵制御ユニット ECU1 に供給され、ここで車輪操舵角の目標値  $\theta_{xxt}$  が演算される。この目標車輪操舵角  $\theta_{xxt}$  に基づき、駆動回路 22 によりモータ M が駆動される。このモータ M としては例えばブラシレス DC モータが用いられ、これに回転角センサ RS が装着されている。尚、モータ M はこれに限らず他の形式のものをを用いることとしてもよい。而して、この回転角センサ RS の検出信号に基づきモータ M が駆動制御される。また、駆動回路 22 には電流検出部 23 が構成されており、この電流検出値に基づき路面反力トルクが推定される。尚、24 はインターフェース、25 は定電圧レギュレータ、10 は電源を示す。

#### 【0041】

モータ M は減速手段 RD を介して変換機構 CN に接続され、ここでモータ M の回転運動がナックルアーム（図示せず）の直線運動に変換される。この変換機構 CN としては、ボール・アンド・スクリュウ、ボルト・アンド・ナット等（図示せず）が用いられる。而して、変換機構 CN により各操舵アクチュエータ SA1 乃至 SA4 のストロークが発生し、ナックルアームが押し引きされ、各車輪に操舵角が付与される。尚、このときの実舵角はストロークセンサ ST1 乃至 ST4 によって検出される。

#### 【0042】

上記の操舵制御用のモータ M は例えば図 6 に示すように制御される。まず、ブロック 41 にて運転者の操作状態及び車両の走行状態に基づき各車輪の目標舵角  $\theta_{xxt}$  が演算される。次に、ブロック 42 にてフェイルセーフのために車速に応じて目標舵角の制限が設定される。そして、ブロック 43 乃至 50 において、目

標舵角  $\theta_{xxt}$  と実舵角  $\theta_{xx}$  との偏差  $\theta_e$  に基づき P D 制御が実行され、舵角偏差に応じて演算された P W M 制御のデューティ比に応じて、モータ M が駆動される。尚、各ブロックの構成は前掲の特許文献 5（特開平 7-329808）と同様であるので説明を省略する。

#### 【0043】

次に、本実施形態のブレーキ制御システム（B R K）は、所謂ブレーキ・バイ・ワイヤが構成されている。図 3 に示すように、各車輪 W H 1 乃至 W H 4 には、車輪速センサ W S 1 乃至 W S 4 のほか、ホイールシリンダ（図示せず）の液圧を検出する液圧センサ P S 1 乃至 P S 4 が配設されている。そして、図 4 に示すように、ブレーキ制御用の制御ユニット E C U 3 に上記液圧センサが接続されると共に、駆動回路を介してソレノイドが接続されている。

#### 【0044】

而して、運転者によるブレーキペダル B P の操作は、ブレーキスイッチ B S、ブレーキペダル B P の操作量としてストロークを検出するストロークセンサ（図示せず）等のブレーキ操作検出手段によって検出される。各車輪のホイールシリンダの液圧は、運転者によるブレーキペダル B P の操作量、車両の走行運動状態、車輪と路面との摩擦状態等に基づき制御される。尚、このブレーキ制御には、ブレーキペダル B P の操作に応じた各車輪の液圧制御のみならず、A B S（アンチスキッド制御）、B A（ブレーキアシスト制御）、T R C（トラクション制御）、V S C（車両安定性制御）、A C C（アダプティブクルーズコントロール）等が含まれる。

#### 【0045】

本実施形態においては、スロットル制御装置 T H 及び燃料噴射装置 F I がエンジン E G に装着されており、スロットル制御システム（S L T）を構成するスロットル制御装置 T H ではアクセルペダル A P の操作に応じてスロットル開度の目標値が設定され、電子制御装置 E C U の出力に応じて、スロットル制御装置 T H が制御されると共に、燃料噴射装置 F I が駆動され燃料噴射量が制御されるように構成されている。そして、図 4 に示すように、スロットル制御用の制御ユニット E C U 4 に位置センサが接続されると共に、駆動回路を介してスロットル制御

用のアクチュエータが接続されている。本実施形態のエンジンEGは変速制御装置GS及びディファレンシャルギヤDFを介して車両後方の車輪WH3及びWH4に連結されており、所謂後輪駆動方式が構成されているが、本発明における駆動方式をこれに限定するものではない。

#### 【0046】

また、シフト制御システム(ATM)は、オートマティクトランスミッション(図示せず)のシフト制御用の制御ユニットECU5に位置センサが接続されると共に、駆動回路を介してシフト制御用のアクチュエータが接続されている。そして、報知システム(ALM)は、後述するように、例えばグリップ度が所定値未満であるときに報知するもので、報知制御用の制御ユニットECU6に、表示(インジケータ)や音声等を出力する警報装置が接続されている。尚、これらの制御ユニットECU1乃至6は夫々、通信用のCPU、ROM及びRAMを備えた通信ユニットを介して通信バスに接続されている。而して、各制御システムに必要な情報を他の制御システムから送信することができる。

#### 【0047】

図7は本発明のグリップ度推定装置の一実施形態の構成を示すブロック図である。この実施形態は、駆動手段たるモータMの駆動信号(駆動電流)とその出力トルクは比例関係にあるため、モータMの駆動電流を検出することにより、車輪が路面から受ける反力トルクを推定することができることを前提としている。このようにして推定される路面反力トルクは、ステアリング系部材の摩擦による成分を含んでいるので、モータMの駆動電流によって推定される路面反力トルクからステアリング系部材の摩擦に起因する成分が補償されて、セルフアライニングトルク $T_{sa}$ が求められる。このセルフアライニングトルク $T_{sa}$ と、車輪スリップ角又はサイドフォースにより表される車輪指数との関係に基づき車輪の路面に対するグリップ状態であるグリップ度 $\epsilon$ が推定される。

#### 【0048】

以下、図7の具体的構成について説明する。アクチュエータ駆動信号検出手段M1(例えば図5の電流検出部23)によって操舵制御中のモータMの駆動電流が検出され、この駆動信号検出手段M1の検出結果に基づき路面反力トルク推定

手段M2にて路面反力トルクが推定される。また、車輪操舵角検出手段M3にて車輪操舵角が検出され、その車輪操舵角に基づきステアリング摩擦トルク推定手段M4においてステアリング系部材の摩擦成分であるステアリング摩擦トルクが推定される。これらの検出結果である路面反力トルク及びステアリング摩擦トルクに基づき、セルフアライニングトルク推定手段M5にてセルフアライニングトルクが推定される。一方、車両速度検出手段M6で検出される車両速度、車両挙動検出手段M7で検出される車両挙動、及び車輪操舵角検出手段M3の検出車輪操舵角に基づき、車輪指標推定手段M8において、車輪に対するサイドフォース  $F_y$  及び車輪スリップ角  $\alpha$  を含む車輪指標  $W_x$  のうちの少なくとも一つの車輪指標が推定される。そして、車輪指標推定手段M8で推定された車輪指標に対する、セルフアライニングトルク推定手段M5で推定されたセルフアライニングトルクの変化に基づき、グリップ度推定手段M10にて、車輪に対するグリップ度  $\epsilon$  が推定される。

#### 【0049】

図8は、上記グリップ度推定手段M10において、セルフアライニングトルクと車輪指数（サイドフォース  $F_y$  又は車輪スリップ角  $\alpha$ ）からグリップ度  $\epsilon$  を求める一例を示すブロック図である。即ち、セルフアライニングトルク推定手段M5により求められるセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  と車輪指数推定手段M8により求められるサイドフォース  $F_y$  又は車輪スリップ角  $\alpha$  で表される車輪指数  $W_x$  に基づき、セルフアライニングトルク原点勾配推定ブロックM11にて、セルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の車輪指数  $W_x$  に対する原点勾配  $K$  が求められる。更に、この原点勾配  $K$  に基づき、ブロックM12において、車輪が横方向にほぼ完全にグリップしている状態を表す基準セルフアライニングトルクが設定される。そして、グリップ度演算ブロックM13において、セルフアライニングトルク推定手段M5で求められる実セルフアライニングトルクと上記の基準セルフアライニングトルクに基づきグリップ度  $\epsilon$  が求められる。

#### 【0050】

ここで、車輪指標  $W_x$  としてサイドフォース  $F_y$  を用いた場合のグリップ度  $\epsilon$  の推定の一例について図9を参照して説明する。先ず、サイドフォース  $F_y$  に対

するセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の特性は、図 9 の  $T_{saa}$  に示すような特性となる。前述のように、実セルフアライニングトルクを  $T_{saa}$  としサイドフォースを  $F_y$  とすると、 $T_{saa} = F_y \cdot (e_n + e_c)$  であるので、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  のサイドフォース  $F_y$  に対する非線型特性はニューマチックトレール  $e_n$  の直接的変化を表している。従って、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  の原点 0 近傍（ここで、車輪はグリップ状態にある）でのサイドフォース  $F_y$  に対する傾き  $K_1$  を同定し、つまり、完全グリップ状態でのセルフアライニングトルク特性（基準セルフアライニングトルク  $T_{sao}$ ）で示す特性を求める。セルフアライニングトルクの原点勾配たる傾き  $K_1$  は、先ず初期値として所定値を設定しておき、加速や減速中を除いた、略一定速度での走行中に  $K_1$  を同定し補正する。

#### 【0051】

ニューマチックトレール  $e_n$  は車輪のグリップ状態に応じて変化するため、車輪が横方向にほぼ完全にグリップしている状態を表す基準セルフアライニングトルク  $T_{sao}$  は、車輪が横方向にほぼ完全にグリップしている状態（直進状態）である原点近傍での勾配  $K_1$  を用いて、 $T_{sao} = K_1 \cdot F_y$  として設定することができる。そして、グリップ度  $\epsilon$  は、基準セルフアライニングトルク  $T_{sao}$  と実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  との比、 $\epsilon = T_{saa} / T_{sao}$  として求められる。例えば、サイドフォースが  $F_{y1}$  の場合における、基準セルフアライニングトルク  $T_{sao}$  の値  $T_{sao1} (= K_1 \cdot F_{y1})$  と、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  の値  $T_{saal}$  に基づき、 $\epsilon = T_{saal} / T_{sao1}$  となる。

#### 【0052】

次に、車輪指標  $W_x$  として車輪スリップ角  $\alpha$  を用いた場合のグリップ度  $\epsilon$  の推定の一例について説明する。車輪スリップ角  $\alpha$  に対するサイドフォース  $F_y$  及びセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の関係は、図 10 に示すような特性になる。これらの特性に基づきサイドフォースを車輪指標とした場合と同様に、ニューマチックトレールがほぼ完全にグリップ状態にある場合の車輪スリップ角に対する基準セルフアライニングは、図 11 の  $T_{sar}$  で示すように車輪スリップ角に対して非線形な特性となる。この非線形特性は路面摩擦係数  $\mu$  に依存しているため、基

準セルフアライニングトルク  $T_{sar}$  の設定には、路面摩擦係数  $\mu$  の推定が必要になる。しかし、前述したように、グリップ度が高い状態、つまり、車輪がグリップしている小スリップ角においては、路面摩擦係数  $\mu$  によってセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  に差が生じにくいいため、路面摩擦係数  $\mu$  の推定は困難となる。

### 【0053】

また、車輪スリップ角  $\alpha$  を用いて各車輪で独立して個別にグリップ度を求めるためには、荷重移動を考慮する必要がある。即ち、荷重変動がある場合には、セルフアライニングトルクは図12に示すような特性となる。図12において、荷重変動がない場合を実線 ( $T_{saa}$ )、荷重が増加する場合を一点鎖線 ( $T_{saa}'$ )、荷重が減少する場合を破線 ( $T_{saa}''$ ) で示す。このような荷重変動に起因するセルフアライニングトルク変化は、所定の関係にもとづいて発生するため、予め補正係数などを設定し荷重変動の影響を補償することができる。例えば、荷重変動  $\Delta W$  は、 $\Delta W = C_1 \cdot G_x + C_2 \cdot G_y$  (ここで  $C_1$ 、 $C_2$  は係数、 $G_x$ 、 $G_y$  は夫々前後加速度、横加速度) で求めることができる。そして、セルフアライニングトルク  $T_{sa}$  は、 $T_{sa} = T_{saz} \cdot C_3(F_z) \cdot \Delta W$  により荷重変動の影響を補償することができる。ここで、 $T_{saz}$  は荷重変動補償前のセルフアライニングトルク推定値、 $C_3(F_z)$  は垂直荷重  $F_z$  (静荷重 +  $\Delta W$ ) の関数で表わす係数である。尚、 $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$  は実験的に求めることができる。

### 【0054】

そこで、車輪指標  $W_x$  として車輪スリップ角  $\alpha$  を用いた場合には、図13に示すように、基準セルフアライニングトルクを線形特性に近似させ、荷重変動の影響を補正したセルフアライニングトルクを用いてグリップ度の推定を行う。即ち、車輪スリップ角  $\alpha$  の原点近傍における車輪スリップ角  $\alpha$  に対するセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の勾配  $K_2$  を求め、基準セルフアライニングトルク  $T_{sas}$  を  $T_{sas} = K_2 \cdot \alpha$  として設定するものである。そして、グリップ度  $\epsilon$  は、基準セルフアライニングトルク  $T_{sas}$  と実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  との比として求められる。例えば、車輪スリップ角が  $\alpha_1$  である場合、基準セルフアライニングトルクは  $T_{sas1} = K_2 \cdot \alpha_1$  で演算される。そして、グリップ度  $\epsilon$  は、 $\epsilon = T_{saa1} / T_{sas1}$  となる。

## 【0055】

図13における基準セルフアライニングトルクを線形近似する方法では、車輪スリップ角 $\alpha$ が大きくなる領域でグリップ度の推定精度が低下することが懸念される。このため、図14に示すように、所定の車輪スリップ角以上では、セルフアライニングトルク勾配をK3に設定し、基準セルフアライニングトルク特性の非線系性を図14中のOMNのように直線近似して設定すればよい。この場合、セルフアライニングトルク勾配K3を予め実験的に求めて設定し、走行中に勾配K3を同定し補正することが望ましい。また、セルフアライニングトルク勾配がK2からK3に変化する点Mは、実セルフアライニングトルクの変極点（点P）をもとに設定するとよい。これは、セルフアライニングトルクの変極点に基づき路面摩擦係数 $\mu$ を推定することができるからである。従って、実セルフアライニングトルク $T_{saa}$ の変極点Pを求め、変極点Pの車輪スリップ角から所定値だけ大きい車輪スリップ角を点Mとして設定し、セルフアライニングトルク勾配をK2からK3とすればよい。

## 【0056】

更に、車輪スリップ角に対する基準セルフアライニングトルクは路面摩擦係数 $\mu$ の影響を受けるため、図15に示すように実セルフアライニングトルク $T_{saa}$ の変極点Pに基づき基準セルフアライニングトルクを設定することにより、高精度な基準セルフアライニングトルク特性を設定することができる。例えば、路面摩擦係数が低くなった場合、実セルフアライニングトルク $T_{saa}$ の特性は図15の実線から破線のように変化する。即ち、路面摩擦係数 $\mu$ が低下すると実セルフアライニングトルク $T_{saa}$ の変極点が点Pから点P'に変化することになる。従って、基準セルフアライニングトルク特性（ $T_{sat}$ ）をOMNからOM'N'に変化させる必要がある。この場合において、前述のように点M'は変極点P'に基づいて設定されるため、路面摩擦係数が変化しても、その変化に追従して基準セルフアライニングトルク特性を設定することが可能となる。

## 【0057】

而して、図15に示すように、実セルフアライニングトルク $T_{saa}$ 及び実セルフアライニングトルク $T_{saa}'$ の変極点P及びP'に基づき基準セルフアライニ

ングトルクは $T_{sat}$  及び $T_{sat}'$  を設定することにより、精度良く完全グリップ状態のセルフアライニングトルク特性を近似させることができる。尚、後述するグリップ度から路面摩擦係数を推定する方法を用いて路面摩擦係数を推定し、推定された路面摩擦係数に応じてセルフアライニングトルク勾配を変更する点を設定することも可能である。

#### 【0058】

以上の例は、車輪指標として車輪スリップ角を用い、セルフアライニングとの関係からグリップ度を推定する場合において、セルフアライニングトルクを推定する際に荷重変動の影響を補償するものである。これに対し、グリップ度推定は、基準セルフアライニングトルクと実セルフアライニングトルクとの比に基づいて行われることから、荷重変動補正の手段としては、前述の実セルフアライニングトルクを荷重変動に応じて補正することに代えて、基準セルフアライニングトルクを荷重変動に基づいて設定することとしてもよい。この場合には、車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの勾配 $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ が荷重変動の関数として設定される。尚、 $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ が荷重変動によりどのように変化するかは、予め実験的に求めることができる。

#### 【0059】

前述のように、セルフアライニングトルクを精度良く求めるには、モータMの電流値に基づいて設定し得る路面反力トルクからステアリング系の摩擦成分を補正する必要がある。以下、図16及び図17を参照して説明する。図16は、操舵系のクーロン摩擦に起因する摩擦トルクを求める方法を示すもので、先ず、図16の上段に示すように車輪操舵角が切り増され、切り戻される直前の路面反力トルク（図16の下段の点Xにおける路面反力トルク $T_x$ ）が求められる。次に、図16の上段に示すように車輪操舵角が切り戻され、操舵角変化に対する路面反力トルクの変化量が変化する点（図16の下段の点Y）における路面反力トルク $T_y$ が求められる。そして、操舵系摩擦トルクは、上記の $T_x$ から $T_y$ を減算することによって求められる。この摩擦トルク演算は操舵操作毎に行われ、複数回の演算における平均値が摩擦トルク値として用いられる。

#### 【0060】

次に、操舵系摩擦トルクの補正について図 17 を参照して説明する。即ち、路面反力トルクとセルフアライニングトルクを図 17 に一点鎖線で示すヒステリシスを有する関係として、摩擦トルクを補正するもので、操舵系摩擦トルクの値は図 16 で求めた値を用い、路面反力トルク  $T_{str}$  に対するセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の傾きは 1 である。直進走行状態の場合には、路面反力トルク  $T_{str}$  はゼロである。運転者がステアリング操作を開始し、車輪操舵角が増加し始めると、路面反力トルク  $T_{str}$  が発生し始める。このとき、最初に、ステアリング機構（図示せず）のクーロン摩擦を打ち消す分のトルクが発生し、次に車輪（タイヤ）が切れ始めてセルフアライニングトルクが発生するようになる。

#### 【0061】

従って、直進状態からステアリング操作が行われる初期（摩擦トルクによるヒステリシスの範囲内）においては、図 17 中の O-A 間のように、路面反力トルクの増加に対してセルフアライニングトルクは未だ発生していないため、セルフアライニングトルクの推定値が路面反力トルクに対して僅かな傾きで実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$ （これは正確には補正後の値であり推定値であるが、推定値の語を省略している）として出力される。更にステアリングホイールを切り増し、車輪操舵角が増加して路面反力トルクが摩擦トルク領域を超えた場合には、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  は図 17 中の A-B 間に沿って出力される。ステアリングホイールが切り戻され、路面反力トルクが減少する場合は、図 17 中の B-C 間のように、僅かな傾きをもつような形で、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  が出力される。切り増し時と同様に、路面反力トルクが摩擦トルク領域を超えた場合には、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  は図 17 中の C-D 間に沿うように出力される。

#### 【0062】

図 18 乃至図 20 は、車輪指標  $W_x$ （本実施形態では、サイドフォース  $F_y$  又は車輪スリップ角  $\alpha$ ）を推定する実施例を示すものである。図 18 は、車両モデルに基づくオブザーバ 61 を用いて車輪舵角と車両速度から車輪指標を推定する例である。車両モデルは、車両の状態方程式、ホイールベースなどの車両パラメータ、タイヤ特性を表すパラメータ等に基づいて表される。次に、図 19 に示す

例では、車両モデルに基づくオブザーバ 61 をベースとし、これに横加速度、ヨーレート等のセンサ信号をフィードバックして補正演算処理 62 を行い車輪指標の推定精度を向上させるものである。そして、図 20 は、上記のオブザーバを用いることなく、車輪舵角、車両速度、横加速度、ヨーレート等から、状態量演算処理 63 として、直接的に車輪指標  $W_x$  を演算することも可能である。尚、これらの複数の推定手段から 2 つ以上の推定手段を並列して行い、それぞれの推定結果に重み付けして、車輪指標  $W_x$  を求めるようにしてもよい。

### 【0063】

以上の実施形態においては、タイヤのニューマチックトレールの変化に着目し、セルフアライニングトルクに基づきグリップ度  $\epsilon$  を求めることとしたものであるが、以下のように、路面摩擦に対するサイドフォースの余裕度に基づき、車輪に対する横方向のグリップの程度を表すグリップ度（この場合のグリップ度を  $\epsilon_m$  とする）を推定することができる。

### 【0064】

まず、タイヤ発生力の理論モデル（ブラッシュモデル）によれば、車輪のサイドフォース  $F_y$  とセルフアライニングトルク  $T_{saa}$  の関係は、以下の式により表される。即ち、 $\xi = 1 - \{K_s / (3 \cdot \mu \cdot F_z)\} \cdot \lambda$  とした場合において、

$$\xi > 0 \text{ の場合は、 } F_y = \mu \cdot F_z \cdot (1 - \xi^3) \quad \cdots (1)$$

$$\xi \leq 0 \text{ の場合は、 } F_y = \mu \cdot F_z \quad \cdots (2)$$

また、

$$\xi > 0 \text{ の場合は、 } T_{saa} = (l \cdot K_s / 6) \cdot \lambda \cdot \xi^3 \quad \cdots (3)$$

$$\xi \leq 0 \text{ の場合は、 } T_{saa} = 0 \quad \cdots (4)$$

となる。ここで、 $F_z$  は接地荷重、 $l$  はタイヤ接地面の接地長さ、 $K_s$  はトレッド剛性に対応する定数、 $\lambda$  は横スリップ（ $\lambda = \tan(\alpha)$ ）であり、 $\alpha$  は車輪スリップ角である。

### 【0065】

一般的に  $\xi > 0$  の領域では、車輪スリップ角  $\alpha$  は小さいため、 $\lambda = \alpha$  として扱うことができる。上記の式（1）から明らかなように、サイドフォースの最大値は  $\mu \cdot F_z$  であるので、路面摩擦係数  $\mu$  に応じたサイドフォースの最大値に対す

る割合を路面摩擦利用率  $\eta$  とすると  $\eta = 1 - \xi^3$  と表すことができる。従って、 $\epsilon m = 1 - \eta$  は路面摩擦余裕度ということになり、この  $\epsilon m$  を車輪のグリップ度とすると  $\epsilon m = \xi^3$  となる。従って、上記 (3) 式は、以下のように表すことができる。

$$T_{saa} = (1 \cdot K_s / 6) \cdot \alpha \cdot \epsilon m \quad \cdots (5)$$

#### 【0066】

上記 (5) 式は、セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  が車輪スリップ角  $\alpha$  及びグリップ度  $\epsilon m$  に比例することを示している。そこで、グリップ度  $\epsilon m = 1$  (路面の摩擦利用率がゼロ、つまり摩擦余裕度が1) における特性を基準セルフアライニングトルク特性とすると、以下のようなになる。

$$T_{sau} = (1 \cdot K_s / 6) \cdot \alpha \quad \cdots (6)$$

#### 【0067】

従って、上記 (5) 式及び (6) 式から、グリップ度  $\epsilon m$  は、

$$\epsilon m = T_{saa} / T_{sau} \quad \cdots (7)$$

として求めることができる。この (7) 式には路面摩擦係数  $\mu$  がパラメータとして含まれていないことから明らかなように、グリップ度  $\epsilon m$  は路面摩擦係数  $\mu$  を用いることなく算出することができる。この場合において、基準セルフアライニングトルク  $T_{sau}$  の勾配  $K_4 (= 1 \cdot K_s / 6)$  は、前述のブラッシュモデルを用いて予め設定することができる。また、実験的に求めることも可能である。更に、まず初期値を設定し、走行中に車輪スリップ角がゼロ近傍におけるセルフアライニングトルクの傾きを同定し、補正することとすれば、検出精度を向上させることができる。

#### 【0068】

例えば、図 21 において、車輪スリップ角が  $\alpha_2$  である場合、基準セルフアライニングトルクは  $T_{sau2} = K_4 \cdot \alpha_2$  で演算される。そして、グリップ度  $\epsilon m$  は、 $\epsilon m = T_{saa2} / T_{sau2} = T_{saa2} / (K_4 \cdot \alpha_2)$  として求められる。

#### 【0069】

而して、前述のニューマチックトレールに基づくグリップ度  $\epsilon$  に代えて、上記の路面摩擦余裕度に基づくグリップ度  $\epsilon m$  を用いることができる。そして、前述

のグリップ度  $\epsilon$  と上記のグリップ度  $\epsilon_m$  とは、図 22 に示す関係となる。従って、グリップ度  $\epsilon$  を求めてグリップ度  $\epsilon_m$  に変換することができ、逆に、グリップ度  $\epsilon_m$  を求めてグリップ度  $\epsilon$  に変換することもできる。

#### 【0070】

次に、サイドフォース又は車輪スリップ角で表される車輪指標とセルフアライニングトルクから路面摩擦係数  $\mu$  を推定する路面摩擦係数推定装置の実施形態について説明する。図 23 は、路面摩擦係数推定装置の一実施形態の構成を示すブロック図であり、ブロック M21 乃至 M25 において、図 7 に示すグリップ度推定装置の構成と同様に（対応する図 7 の各ブロックの符号 M の後の数字に 20 を加算）、モータ電流から路面反力トルクが演算されると共に、ステアリング系摩擦トルクが補正され、これらに基づき、セルフアライニングトルクが推定される。また、ブロック M26 乃至 M28 で求められる車輪指標は、図 18 乃至図 20 に示した手段と同様に求められる。そして、路面摩擦係数推定手段 M30 において、車輪指標とセルフアライニングトルクの関係に基づき路面摩擦係数  $\mu$  が求められる。

#### 【0071】

図 24 は、上記路面摩擦係数推定手段 M30 において、セルフアライニングトルク推定手段 M25 にて推定されたセルフアライニングトルクと、車輪指標推定手段 M28 にて推定された車輪指数に基づき路面摩擦係数を推定する一例を示すブロック図である。先ず、ブロック M31 においては、図 7 から図 15 に示したように、セルフアライニングトルク  $T_{sa}$  と車輪指数  $W_x$  からグリップ度  $\epsilon$  が推定される。路面摩擦係数推定演算を行うブロック M33 においては、路面摩擦係数判別のための基準グリップ度設定ブロック M32 にて設定された所定の基準グリップ度に到達したときの、セルフアライニングトルク又は車輪指標の値から路面摩擦係数  $\mu$  が推定される。また、車輪指標は車両挙動に反映されるため、車輪指数の値に代えて、基準グリップ度に到達したときの車両挙動の値、即ち横加速度又はヨーレイトを用いて推定することとしてもよい。

#### 【0072】

ここで、サイドフォース  $F_y$  を車輪指標  $W_x$  として路面摩擦係数  $\mu$  を推定する

例について、図 25 を参照して説明する。図 25 は、路面摩擦係数  $\mu$  が低くなった場合の、サイドフォース  $F_y$  とセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  との関係を示し、実線が高  $\mu$ 、破線が低  $\mu$  の特性を示す。車輪の接地面形状、トレッドゴムの弾性が一定の場合、サイドフォースーセルフアライニングトルク特性は路面摩擦係数  $\mu$  に対して相似形となる（図 25 の実線と破線の特性）。従って、基準セルフアライニングトルクと実セルフアライニングトルクとの比で求められるグリップ度  $\epsilon$  が同一であるときのサイドフォース  $F_y$  又はセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の値は路面摩擦係数  $\mu$  を直接的に反映している。

### 【0073】

従って、図 25 から明らかなように、高  $\mu$  時のグリップ度  $\epsilon$  は  $\epsilon = \text{線分} [J - F_{y1}] / \text{線分} [H - F_{y1}]$ 、低  $\mu$  時のグリップ度  $\epsilon'$  は  $\epsilon' = \text{線分} [J' - F_{y2}] / \text{線分} [H' - F_{y2}]$  であり、三角形  $[O - H - F_{y1}]$  と三角形  $[O - H' - F_{y2}]$  は相似形であるため、 $\epsilon = \epsilon'$  の場合、線分  $[O - F_{y1}]$  と線分  $[O - F_{y2}]$  との比、即ち、サイドフォース  $F_{y1}$  と  $F_{y2}$  の比、もしくは線分  $[J - F_{y1}]$  と線分  $[J' - F_{y2}]$  の比、即ち、セルフアライニングトルク  $T_{sa1}$  と  $T_{sa2}$  の比は、路面摩擦係数  $\mu$  の比を表している。従って、例えば乾燥アスファルト路面（ $\mu = \text{略} 1.0$ ）での所定のグリップ度を基準に用いることにより、その所定のグリップ度でのサイドフォース  $F_y$  又はセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の値に基づき路面摩擦係数  $\mu$  を推定することが可能となる。即ち、図 25 において基準グリップ度（点 J 及び J'）に到達したときのセルフアライニングトルクの値（ $T_{sa1}$ ,  $T_{sa2}$ ）、又はサイドフォース（ $F_{y1}$ ,  $F_{y2}$ ）の値から路面摩擦係数を推定することができる。

### 【0074】

同様に、車輪スリップ角  $\alpha$  を車輪指標  $W_x$  として路面摩擦係数  $\mu$  を推定することも可能であり、図 26 を参照して説明する。この場合には、前述のグリップ度の推定と同様、セルフアライニングトルク  $T_{sa}$  は車輪スリップ角  $\alpha$  に対して非線形の特性となる。そこで、車輪スリップ角ーセルフアライニングトルク特性を図 26 に 2 点鎖線で示すように線形近似し、車輪スリップ角  $\alpha$  に対して線形な領域（ $O - M$  の領域）で路面摩擦係数  $\mu$  を推定することとしている。

## 【0075】

図27は、図26と同様の車輪スリップ角 $\alpha$ とセルフアライニングトルク $T_{sa}$ の関係を示すもので、路面摩擦係数 $\mu$ が高い場合を実線で示し、路面摩擦係数 $\mu$ が低い場合を破線で示す。図27から明らかなように、車輪スリップ角－セルフアライニングトルク特性も、図25と同様に、路面摩擦係数 $\mu$ に対して相似形となる（図27の実線と破線の特性）。従って、予め設定された基準グリップ度（図27の点S及びS'）に到達したときのセルフアライニングトルクの値、又は車輪スリップ角の値（ $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ ）から路面摩擦係数を推定することができる。ここで、基準グリップ度は、車輪スリップ角とサイドフォースの関係が線形状態にある領域で設定することが必要である。また、路面摩擦係数変化を感度よく検出するためには、車輪スリップ角－セルフアライニングトルク特性において非線形になる領域、即ち、基準セルフアライニングトルクと実セルフアライニングトルクとの間である程度の差が発生する領域で検出することが必要となる。これらに鑑み、乾燥アスファルト路面等の路面摩擦係数が高い場合を基準に、実験的に基準グリップ度を設定することが望ましい。

## 【0076】

尚、グリップ度に基づく路面摩擦係数の推定においても、ニューマチックトレールに基づくグリップ度 $\epsilon$ に代えて、前述の路面摩擦余裕度に基づくグリップ度 $\epsilon_m$ を用いることもできる。そして、グリップ度 $\epsilon$ と前述のグリップ度 $\epsilon_m$ とは、図22に示す関係にあるため、グリップ度 $\epsilon$ を求めてグリップ度 $\epsilon_m$ に変換することができ、逆に、グリップ度 $\epsilon_m$ を求めてグリップ度 $\epsilon$ に変換することもできる。

## 【0077】

次に、上記のグリップ度又は路面摩擦係数を推定する路面状態推定装置を備えた車両の運動状態制御装置の実施形態について説明する。図28は、各輪独立で制御されるステア・バイ・ワイヤシステムにおける車輪の目標操舵角の設定について示すブロック図である。ステアリングホイール操作検出手段M41にて、運転者によるステアリングホイールの操作状態（ステアリングホイール操作角）が検出される。この検出結果と、車両速度検出手段M42で検出される検出車両速

度と、グリップ度・路面摩擦係数推定手段M 4 3で推定されるグリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方とに基づき、各輪操舵比設定手段M 4 5において、ステアリングホイール操作角と車輪操舵角の比である操舵比が設定される。このグリップ度・路面摩擦係数推定手段M 4 3では、前述の方法で、グリップ度及び路面摩擦係数が推定される。そして、各輪操舵比設定手段M 4 5にて設定された操舵比とステアリングホイール操作検出手段M 4 1にて検出されたステアリングホイール操作角により各輪の操舵角の目標値が決定される。

#### 【0078】

ここで、各輪操舵比設定手段M 4 5において、車両前方の車輪（前輪）の操舵比は、車両速度（以下、単に車速という）が低い場合には大きく、車速が高い場合には小さく設定される。そのため、車速が低い場合には、少ないステアリングホイール操作により操舵角が得られるため車両の取廻し利便性が向上する。これに対して、高速の場合、ステアリングホイール操作に対して操舵角が小さくなるため、車両安定性が向上する。また、ステアリングホイール操作が速い（ステアリングホイール操作角速度が大きい）場合には、操舵比を通常より大きく設定される。これにより障害物を回避する際などの車両の回頭性が向上する。

#### 【0079】

また、前輪の操舵比は、前述のように、グリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方に基づいて設定される。例えば、グリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方が低く推定された場合には、前輪の操舵比は小さく設定される。これにより、路面摩擦係数が低い場合やグリップ度が低下した場合、運転者のステアリングホイール操作に対して前輪の操舵角が小さめに設定されることになるため、即ち過度の操舵角が与えられることがないため、車両の安定性が向上する。

#### 【0080】

一方、車両後方の車輪（後輪）の操舵比は、低速では逆相（ステアリングホイールの操作方向が逆方向）、高速では同相（ステアリングホイールの操舵方向が同方向）に、車両速度、並びに、グリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方に応じて制御される。これにより、低速では車両の小回り性が向上し、高

速では安定性が向上する。また、路面摩擦係数やグリップ度に基づく適切な後輪の操舵比が設定可能であるため、車両安定性を更に向上させることが可能となる。そして、障害物を回避する際等のステアリングホイールを速く操作する（ステアリングホイール操作角速度が大きい）場合には、高速走行においても、一瞬逆相状態に制御して（所謂、位相反転制御により）車両回頭性を向上させることができる。路面摩擦係数が低い場合やグリップ度が低下している場合には、車両安定性をより一層安定側に確保するため、位相反転制御は禁止することが望ましい。

#### 【0081】

更に、運転者のステアリングホイール操作に基づく目標舵角の設定にあわせて、車両挙動を安定化する修正操舵角が加味されて、図28の車両安定化制御手段M48により、最終的な各輪目標舵角 $\theta_{xx}$ が設定される。修正操舵角は、図28に示すように、ステアリングホイール操作量と車両速度に基づき規範車両モデルM46によって求められる規範車両状態量と、車両挙動検出手段M44の検出結果に基づいて車両状態量演算手段M47によって演算される実際の車両状態量との偏差に基づいて決定される。而して、路面摩擦係数やグリップ度の情報が規範車両モデルに反映され、規範車両モデルの精度が向上する。更に、車両安定化制御手段M48により修正操舵角を決定する際に、前述のグリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方が利用される。即ち、路面摩擦係数が低い場合やグリップ度が低下している場合には、車両安定化制御の制御開始しきい値を通常より低く設定し、また、車両状態量偏差にもとづく制御量も小さく設定することができる。

#### 【0082】

各車輪に対する目標操舵角は、図28に示すように設定されるが、各車輪のグリップ度の相対的關係により車両安定性を向上させるように操舵角制御を行なうことも可能である。図32は、各車輪の相対的なグリップ度に基づき車両の安定性を向上させる操舵角制御の一例を示すフローチャートである。先ず、ステップ101において初期化が行われ、ステップ102にて各種センサ及び通信信号が読み込まれる。次に、ステップ103にて、読み込まれた信号に基づき各車輪の

実セルフアライニングトルクが求められると共に、ステップ104にて基準セルフアライニングトルクが設定され、ステップ105において各車輪のグリップ度 $\epsilon$ が推定される。尚、これらの具体的処理内容は前述のとおりである。

#### 【0083】

そして、ステップ106において、各車輪のグリップ度のうち最小のグリップ度、即ちグリップが最も低下している車輪のグリップ度が判別される。更にステップ107に進み、この車輪のグリップ度が所定値 $\epsilon_1$ と比較され、所定値 $\epsilon_1$ 以下になった場合には、ステップ108にて、車輪のグリップ度を回復するために操舵角が切り戻される。この際、全体的なサイドフォースが低下するため、ステップ109において、切り戻される車輪と車両進行方向に対して左右で反対側に位置する車輪の操舵角が切り増しされる。

#### 【0084】

図29は、図3及び図4に記載の操舵反力シミュレータSSTにおける目標操舵反力の設定について示すブロック図である。操舵反力シミュレータSSTには、安定したステアリングホイール操作を確保し、車輪の路面反力情報を運転者に伝達する機能が要請される。このため、目標操舵反力設定手段M67においては、ステアリングホイール操作量、車輪操舵角、車両速度、車両運動状態量、並びに、グリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方に応じて、目標操舵反力 $\tau_t$ が設定されるように構成されている。即ち、運転者の操作量に応じた操舵反力の特性が調整される。尚、図29においては、ステアリングホイール操作検出手段M61、各車輪舵角検出手段M62、グリップ度・路面摩擦係数推定手段M63、車両速度検出手段M64、車両挙動検出手段M65及び車両状態量演算手段M66にて、夫々の検出、推定あるいは演算処理が行われるが、前述と同様であるので説明は省略する。

#### 【0085】

そして、目標操舵反力設定手段M67において、高速走行の場合には車両安定性を向上させるため、操舵反力が大きくなるように設定される。また、グリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも何れか一方が低下した場合には、通常状態とは異なるように、即ち、操舵反力を通常状態と比較してより大きく、もしくは

は、より小さくなるように設定され、運転者にその旨が報知される。

#### 【0086】

図30は、各車輪の目標制動力の設定について示すブロック図である。ここでは、各輪制動力設定手段M77において、ブレーキペダル操作量、車両速度、並びに、グリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方に基づき通常モード（所謂、ABS、TRC、EBD、VSC、BA等の制御ブレーキ状態ではないモード）における各輪の制動力目標値（Bfrt, Bflt, Brrt, Brlt）が設定される。即ち、運転者の操作量に応じた目標制動力の特性が調整される。尚、図30においては、車両速度検出手段M71、ブレーキペダル操作検出手段M72、グリップ度・路面摩擦係数推定手段M73、各車輪速度検出手段M74、各車輪舵角検出手段M75、及び車両挙動検出手段M76にて、夫々の検出あるいは推定処理が行われるが、前述と同様であるので説明は省略する。

#### 【0087】

そして、各輪制動力設定手段M77においては、例えば、高速の場合には、前後制動力配分において前輪制動力の配分比が高くなるように設定され、車両安定性が確保される。また、グリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方に応じて、各輪目標制動力が図31に示すように設定される。即ち、高摩擦係数又は高グリップ度の場合には、図31に実線O-A-Bで示すように設定される。ブレーキペダル操作量が少ない場合、即ち車両減速度が小さい場合には、少ない操作量で車両減速度が制御できる様に、線分O-Aで示すようにブレーキペダル操作量に対する目標制動力の勾配が大きくなるように設定される。ある程度ブレーキペダル操作量が大きくなった場合、即ち車両減速度が大きくなった場合には、線分A-Bのように勾配が小さく設定され、操作量に対する車両減速のコントロール性が向上する。

#### 【0088】

低摩擦係数又は低グリップ度の場合には、得られる車両減速度の上限値が制限されるため、ブレーキペダル操作において操作上無駄な部分が発生する。そこで、図31に破線で示すように、ブレーキペダル操作量に対する目標制動力の勾配が小さく設定され、車両減速のコントロール性が向上する。この場合において、

万一、路面摩擦係数推定、又はグリップ度推定に誤差が生じたときにも、フェイルセーフとして車両最大限速度を確保できるように、線分 C - B のようにブレーキペダル操作量に対する目標制動力の勾配が大きく設定される。

#### 【 0 0 8 9 】

更に、車両安定性や減速性能の向上のために、上記の各輪目標制動力は制動力制御手段 M 7 8 にて修正される。制動力制御手段 M 7 8 においては、所謂、ABS（アンチスキッド制御）、TRC（トラクションコントロール）、VSC（車両安定性制御）、EBD（制動力配分制御）、BA（ブレーキアシスト）等、一般的に知られている制動力制御が行われ、推定されたグリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方に応じて、これらの制御における制御開始終了しきい値や制御量などが決定されるように構成されている。

#### 【 0 0 9 0 】

各車輪に対する目標制動力は、図 3 0 に示すように設定されるが、各車輪のグリップ度の相対的關係により車両安定性を向上させるように制動力制御を行なうことも可能である。図 3 3 は、各車輪の相対的なグリップ度に基づき車両の安定性を向上させる制動力制御の一例を示すフローチャートである。先ず、ステップ 2 0 1 において初期化が行われ、ステップ 2 0 2 にて各種センサ及び通信信号が読み込まれる。次に、ステップ 2 0 3 にて、読み込まれた信号に基づき各車輪の実セルフアライニングトルクが求められると共に、ステップ 2 0 4 にて基準セルフアライニングトルクが設定され、ステップ 2 0 5 において各車輪のグリップ度が推定される。

#### 【 0 0 9 1 】

そして、ステップ 2 0 6 において、各車輪のグリップ度のうち最小のグリップ度、即ちグリップが最も低下している車輪のグリップ度が判別される。更にステップ 2 0 7 に進み、この車輪のグリップ度が所定値  $\epsilon_2$  と比較され、所定値  $\epsilon_2$  以下になった場合には、ステップ 2 0 8 にて、この車輪以外の他の車輪で、グリップ度に余裕がある少なくとも一つの車輪が選択され、ステップ 2 0 9 に進み、選択車輪に対し制動力が付与される。この制動力制御により車両が減速し、車両安定性を向上させることができる。尚、制動力制御の対象とされる車輪は、上記

のグリップ度に基づく判定結果のみならず、付与された制動力により不必要なヨーモーメントが発生しないように選択され、且つ制御量（即ち、付与される制動力）が決定される。

#### 【0092】

図34は、相対的なグリップ度に基づく制動力制御の一例を示すもので、ステップ301乃至306は図33のステップ201乃至206と同様であるので説明を省略する。ステップ306にてグリップ度最小車輪が判別されると、ステップ307に進み、運転者がブレーキペダルBPを操作しているか否かが判定され、ブレーキ操作有りと判定されると、更にステップ308に進み、当該車輪のグリップ度が所定値 $\epsilon_3$ と比較される。この結果、ブレーキペダルBPが操作されており、且つ、当該車輪のグリップ度が所定値 $\epsilon_3$ 以下になった場合には、ステップ309に進み、グリップ度が低下した車輪のグリップ度を回復するために、この車輪に付与される制動力が減少するように制御される。また、ステップ310にて、これに相対する車輪の制動力が増加するように制御される。この場合には、全体的な制動力が減少し、車両減速度が運転者の操作量に比して低下することになる。これを抑制するために、グリップ度に基づき、且つ、付与される制動力により不必要なヨーモーメントが発生しないように、制動力制御車輪が選択され、そして、付与される制動力が決定される。

#### 【0093】

更に、相対的なグリップ度を左右車輪で比較することにより、左右の車輪間で路面摩擦係数が異なる、所謂 $\mu$ スプリットを判定することも可能である。図35はグリップ度に基づく $\mu$ スプリットの判別に関するフローチャートを示す。図33のステップ201乃至205と同様に処理され、ステップ405にて推定された各車輪のグリップ度に基づき、ステップ406において左右の車輪のグリップ度の差が所定値 $\epsilon_4$ と比較され、所定値 $\epsilon_4$ 以上の場合にはステップ407に進み、 $\mu$ スプリット状態であると判別される。前述のように、各車輪でのグリップ度推定では、荷重変動の影響は補償されているため、ここでは、グリップ度の左右差が $\mu$ スプリットに起因するのか、荷重変動によるものであるかが区別されることになる。

**【 0 0 9 4 】**

ステップ 4 0 7 で得られた  $\mu$  スプリット判別情報は、ステップ 4 0 8 の制動力制御、及びステップ 4 0 9 の操舵制御において利用される。例えば、制動力制御においては路面摩擦係数が高い側の制動力が有効に利用できるように目標制動力が設定され、操舵制御においては制動力の左右差による不必要なヨーモーメントを抑制できるように、 $\mu$  スプリットの状態に応じて操舵角が決定される。尚、ステップ 4 0 6 で判別されるグリップ度の左右差は、前輪での左右差、後輪での左右差、及び前後輪の平均値の左右差を含む。

**【 0 0 9 5 】**

更に、フローチャートは省略するが、報知システム A L M においては、推定されたグリップ度及び路面摩擦係数のうちの少なくとも一方が所定のしきい値未満に低下した場合には、音、声、光、振動等の報知手段(図 4 の警報装置)によって運転者に報知されるように構成されている。尚、例えばグリップ度が所定値未満に低下した場合には、エンジン出力を低下させ、あるいはシフトダウンによりエンジンブレーキ量を増大させるによって自動的に制動するようにして、車両を減速させるように構成してもよい。

**【 0 0 9 6 】**

各車輪において独立的、個別的にグリップ度を推定するシステム構成の実施態様をまとめると下記の表 1 に示すようになる。前述の各態様は、表 1 の態様 a 及び b に対応するものである。これらの態様では、セルフアライニングトルクを操舵アクチュエータの出力から推定し、車輪指標を車両状態量から推定することとしている。更に、これらの推定値に代えて、種々のセンサを用いて直接的に推定することも可能である。

**【 0 0 9 7 】**

【表 1】

態様	検出手段の構成		
	セルフアライニングトルク	車輪指標	
a	操舵アクチュエータ出力からの推定	サイドフォース	車両状態量による推定
b	操舵アクチュエータ出力からの推定	車輪スリップ角	車両状態量による推定
c	トルクセンサ	サイドフォース	サイドフォースセンサ
d	トルクセンサ	車輪スリップ角	スリップ角センサ
e	トルクセンサ	サイドフォース	車両状態量による推定
f	トルクセンサ	車輪スリップ角	車両状態量による推定
g	操舵アクチュエータ出力からの推定	サイドフォース	サイドフォースセンサ
h	操舵アクチュエータ出力からの推定	車輪スリップ角	スリップ角センサ

【0098】

図36は、前記表1の態様cに対応し、トルクセンサTS1乃至TS4及びサイドフォースセンサFS1乃至FS4を具備したシステムを示すものである。即ち、トルクを直接的に検出するために、キングピンにトルクセンサTS1乃至TS4が装着され、サイドフォースを直接的に検出するために、サスペンション部材にサイドフォースセンサFS1乃至FS4が装着されている。このシステムに供されるグリップ度推定装置は図37に示すように構成される。

【0099】

而して、図37において、路面反力トルク検出手段M82たるトルクセンサTS1乃至TS4によって直接的に検出される路面反力から、車輪操舵角検出手段M83の検出結果に基づきステアリング摩擦トルク推定手段M84で推定される摩擦に起因する成分が除去され、セルフアライニングトルク推定手段M85において、セルフアライニングトルクが推定される。このセルフアライニングトルクが、サイドフォース検出手段M89たるサイドフォースセンサFS1乃至FS4により直接的に検出されるサイドフォースと、グリップ度推定手段M90にて比較される。このグリップ度推定手段M90においては、図8と同様に処理され、

グリップ度  $\epsilon$  が推定される。

#### 【0 1 0 0】

また、表 1 の態様 d は、上記の態様 c に対し、車輪指標をスリップ角に置換したものである。この場合には、車輪スリップ角を直接的に検出するために、前後方向の速度  $V_x$  と横速度  $V_y$  を光学的に計測する速度センサが用いられ、スリップ角は  $\tan^{-1} (V_y / V_x)$  として求めることができる。尚、上記の各実施態様では、車両の各車輪（4 輪）が個別に操舵制御されるように構成されているが、車両の操縦には前輪が大きく寄与するため、必要に応じ、後輪の操舵を省略することとしてもよい。

#### 【0 1 0 1】

##### 【発明の効果】

本発明は上述のように構成されているので以下の効果を奏する。即ち、請求項 1 に記載の路面状態推定装置によれば、車輪毎に操舵制御を行うステア・バイ・ワイヤ・システムの車両に供した場合においても、車両が走行中の路面状態をグリップ度あるいは摩擦係数として精度よく、適切なタイミングで推定することができる。

#### 【0 1 0 2】

更に、請求項 2 に記載のように、基準セルフアライニングトルク設定手段を設けることにより、上記のセルフアライニングトルクの変化を判定する際には、セルフアライニングトルク推定手段で推定されたセルフアライニングトルクと基準セルフアライニングトルクとの比較結果に基づきグリップ度を容易且つ精度よく推定することができる。尚、基準セルフアライニングトルク設定手段は、請求項 3 あるいは請求項 4 に記載のように、容易に構成することができる。

#### 【0 1 0 3】

また、請求項 5 に記載のように構成すれば、グリップ度に基づき容易且つ精度よく摩擦係数を推定することができる。

#### 【0 1 0 4】

更に、請求項 6 のように報知手段を設けることとすれば、路面指標が所定値未満となったことを運転者に報知することができるので、運転者はグリップ度ある

いは摩擦係数が過度に低下する前に適切な対応をとることができる。

【0105】

また、請求項7に記載のように構成すれば、グリップ度又はこれに基づいて推定した摩擦係数に基づき容易且つ精度よく $\mu$ スプリット路面か否かを判定することができる。

【0106】

そして、請求項8、請求項9及び請求項10に記載の運動制御装置によれば、車輪毎に操舵制御を行うステア・バイ・ワイヤ・システムの車両において、上記の路面状態推定装置によって路面状態を精度よく適切なタイミングで推定することができ、この路面状態に基づき通常域から適切な操舵制御を行ない、車両安定性を向上させることができる。

【0107】

また、請求項11、請求項12、請求項13及び請求項14に記載の運動制御装置によれば、車輪毎に操舵制御を行うステア・バイ・ワイヤ・システムの車両において、上記の路面状態推定装置によって路面状態を精度よく適切なタイミングで推定することができ、この路面状態に基づき通常域から適切な制動制御を行ない、車両安定性を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

一般的な車両に関し、タイヤが横すべりしながら転動する状態におけるセルフアライニングトルクとサイドフォースの関係を示すグラフである。

【図2】

図1のセルフアライニングトルクとサイドフォースの関係を簡略して示すグラフである。

【図3】

本発明の車両の運動制御装置の一実施形態を示す構成図である。

【図4】

本発明の運動制御装置の一実施形態に係るシステム構成を示すブロック図である。

**【図 5】**

本発明の運動制御装置の一実施形態に係る操舵制御システムの操舵制御手段の一例を示すブロック図である。

**【図 6】**

本発明の運動制御装置の一実施形態に係る操舵制御システムの一例を示すブロック図である。

**【図 7】**

本発明のグリップ度推定装置の一実施形態を示すブロック図である。

**【図 8】**

本発明の一実施形態におけるグリップ度推定手段のブロック図である。

**【図 9】**

本発明の一実施形態におけるサイドフォースに対するセルフアライニングトルクの特性を示すグラフである。

**【図 1 0】**

本発明の一実施形態における車輪スリップ角に対するサイドフォース及びセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

**【図 1 1】**

本発明の一実施形態における車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

**【図 1 2】**

本発明の一実施形態において荷重変動がある場合の車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

**【図 1 3】**

本発明の一実施形態における車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

**【図 1 4】**

本発明の一実施形態における車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

**【図 1 5】**

本発明の一実施形態における車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

【図 16】

本発明の一実施形態においてセルフアライニングトルクの推定時の補正に関し操舵系のクーロン摩擦に起因する摩擦トルクを示すグラフである。

【図 17】

本発明の一実施形態においてセルフアライニングトルクの推定時の補正に供するステアリング系の摩擦成分の特性を示すグラフである。

【図 18】

本発明の一実施形態において、車両モデルに基づくオブザーバを用いて車輪舵角と車両速度から車輪指標を推定するブロック図である。

【図 19】

本発明の一実施形態において、車両モデルに基づくオブザーバをベースとし、補正演算処理を行い、車輪指標を推定するブロック図である。

【図 20】

本発明の一実施形態において、オブザーバを用いることなく状態量演算処理として、直接的に車輪指標を演算するブロック図である。

【図 21】

本発明の一実施形態において、車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

【図 22】

本発明の一実施形態において、ニューマチックトレールに基づくグリップ度  $\epsilon$  と路面摩擦余裕度に基づくグリップ度  $\epsilon_m$  との関係を示すグラフである。

【図 23】

本発明の路面状態推定装置の一実施形態である路面摩擦係数推定装置の一例の構成を示すブロック図である。

【図 24】

本発明の一実施形態に係る路面摩擦係数推定装置においてセルフアライニングトルクと車輪指数に基づき路面摩擦係数を推定する一例を示すブロック図である

**【図 2 5】**

本発明の一実施形態に係る路面摩擦係数推定装置においてサイドフォースを車輪指標として路面摩擦係数を推定する一例を示すグラフである。

**【図 2 6】**

本発明の一実施形態に係る路面摩擦係数推定装置において車輪スリップ角を車輪指標として路面摩擦係数を推定する一例を示すグラフである。

**【図 2 7】**

本発明の一実施形態に係る路面摩擦係数推定装置において車輪スリップ角とセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

**【図 2 8】**

本発明の一実施形態に係るステア・バイ・ワイヤシステムにおける車輪の目標操舵角の設定について示すブロック図である。

**【図 2 9】**

本発明の一実施形態に係る操舵反力シミュレータにおける目標操舵反力の設定について示すブロック図である。

**【図 3 0】**

本発明の一実施形態に係る運動制御装置における各車輪の目標制動力の設定について示すブロック図である。

**【図 3 1】**

本発明の一実施形態に係る運動制御装置における各車輪の目標制動力を示すグラフである。

**【図 3 2】**

本発明の一実施形態において、各車輪の相対的なグリップ度に基づき車両の安定性を向上させる操舵角制御の一例を示すフローチャートである。

**【図 3 3】**

本発明の一実施形態において、各車輪の相対的なグリップ度に基づき車両の安定性を向上させる制動力制御の一例を示すフローチャートである。

**【図 3 4】**

本発明の一実施形態において、相対的なグリップ度に基づく制動力制御の一例を示すフローチャートである。

【図 3 5】

本発明の一実施形態において、グリップ度に基づく  $\mu$  スプリットの判別処理を示すフローチャートである。

【図 3 6】

本発明の路面状態推定装置を、トルクセンサ及びサイドフォースセンサを具備した車両に適用した実施形態を示す構成図である。

【図 3 7】

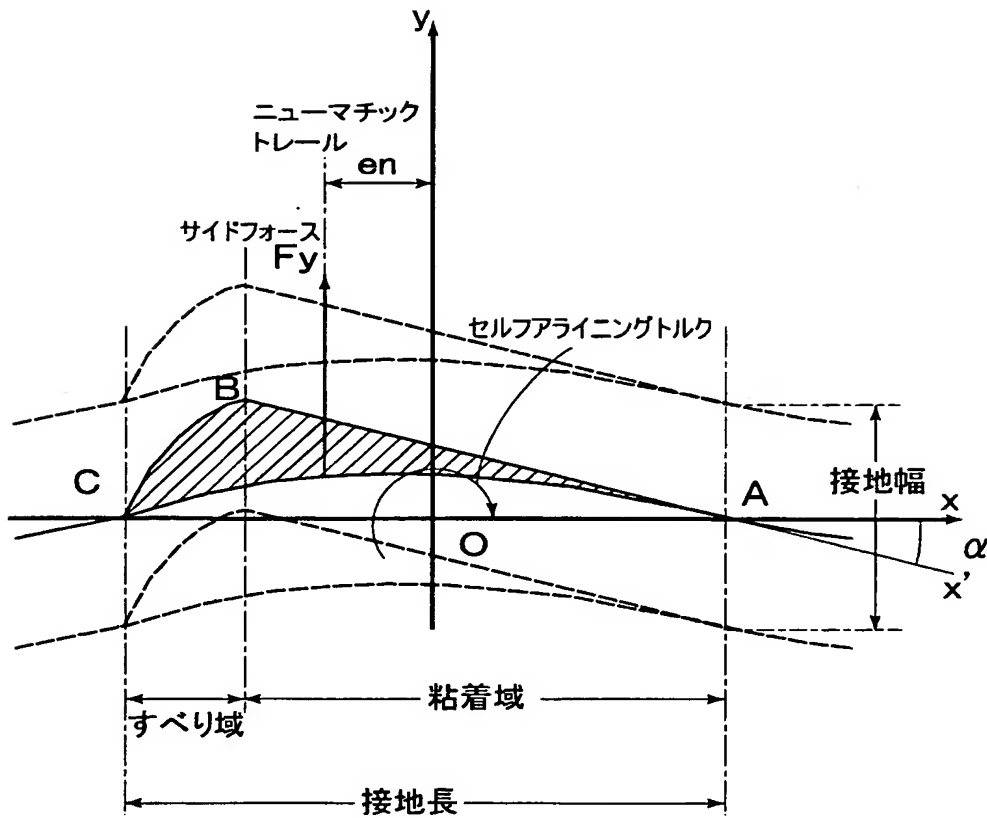
図 3 6 に示した車両に供されるグリップ度推定装置の実施形態を示すブロック図である。

【符号の説明】

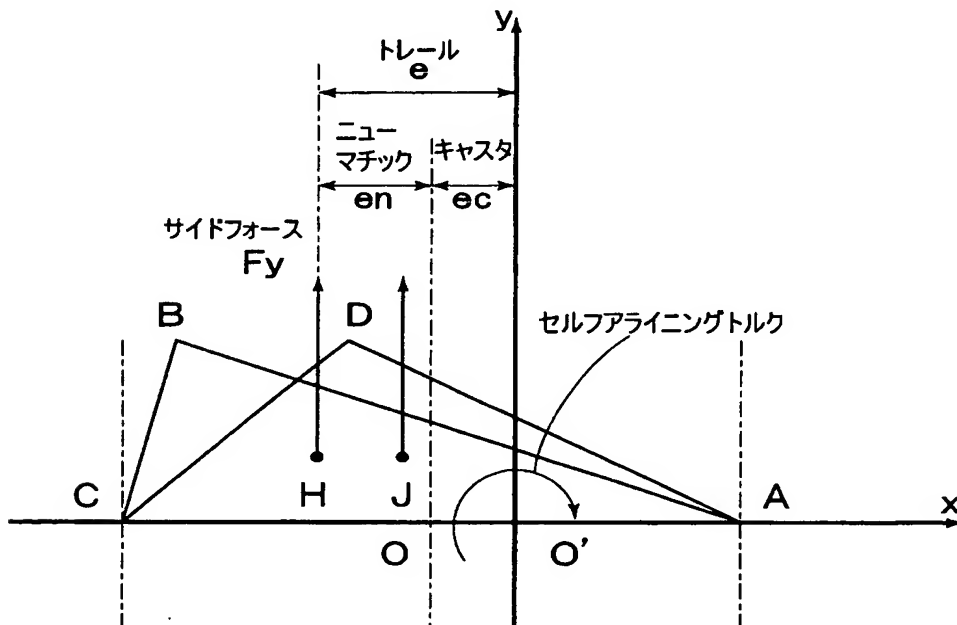
STR 操舵制御システム, BRK ブレーキ制御システム,  
SLT スロットル制御システム, ATM シフト制御システム,  
ALM 報知システム, SST 操舵反力シミュレータ,  
ECU 電子制御装置, SW ステアリングホイール,  
M モータ, RS 回転角センサ, SM 操作角センサ,  
YR ヨーレイトセンサ, XG 前後加速度センサ,  
YG 横加速度センサ, EG エンジン, BP ブレーキペダル,  
WH1 ~ WH4 車輪, WS1 ~ WS4 車輪速度センサ,  
PS1 ~ PS4 液圧センサ

【書類名】 図面

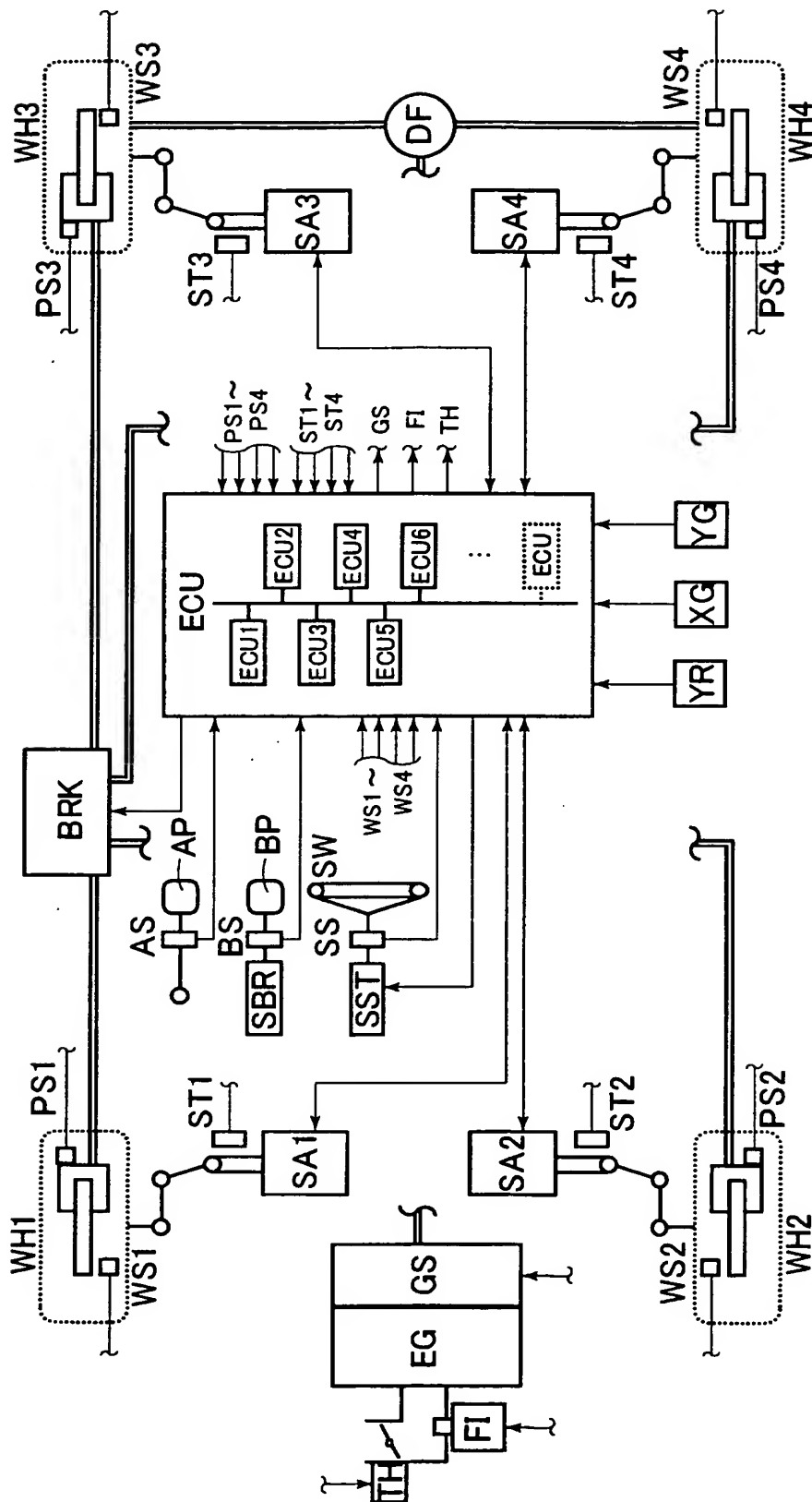
【図 1】



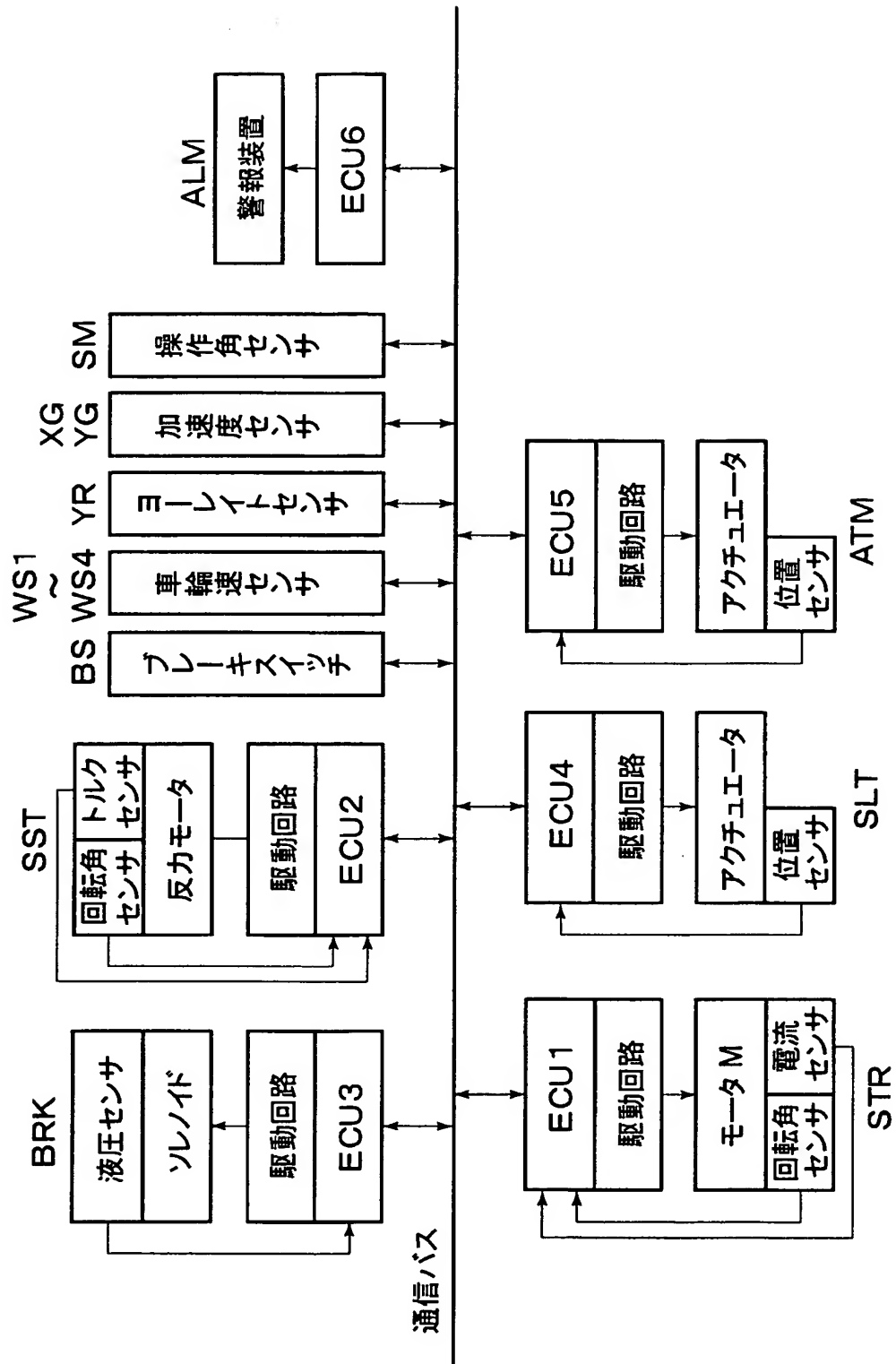
【図 2】



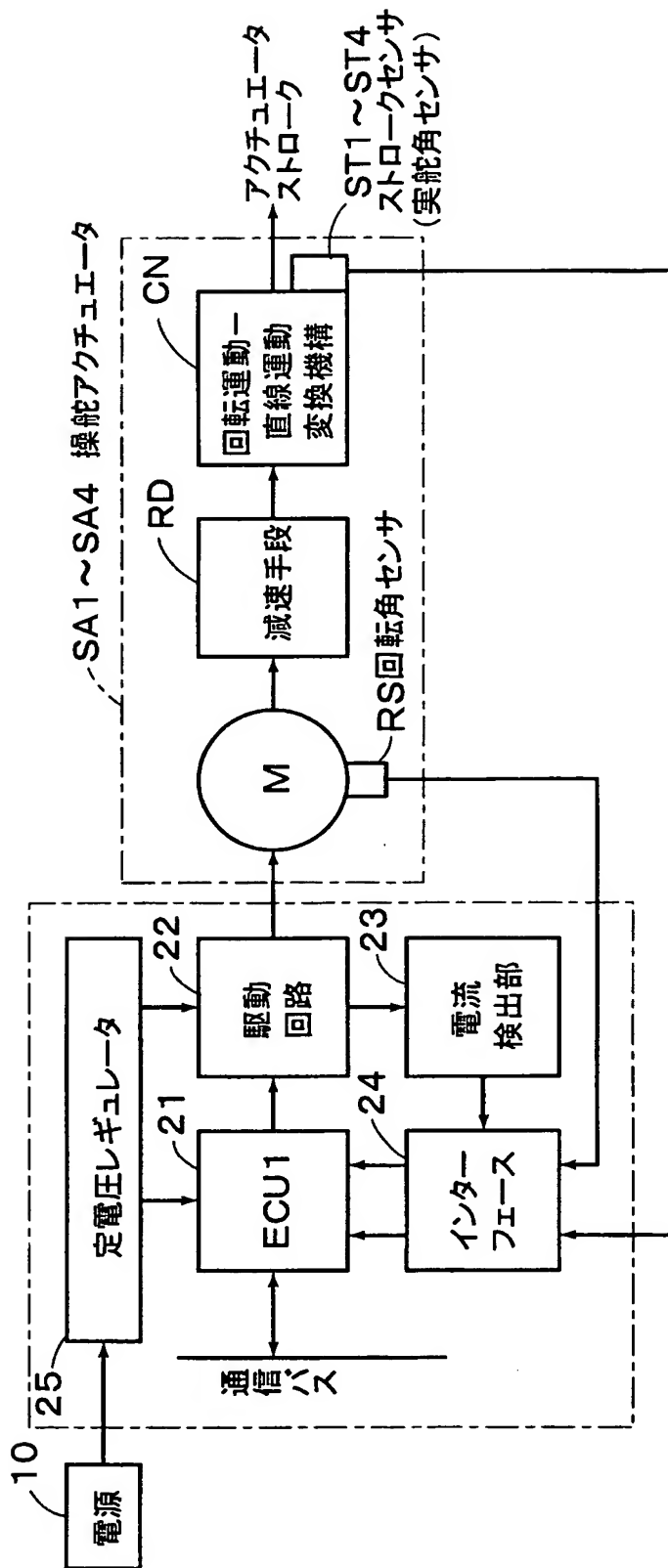
【図 3】



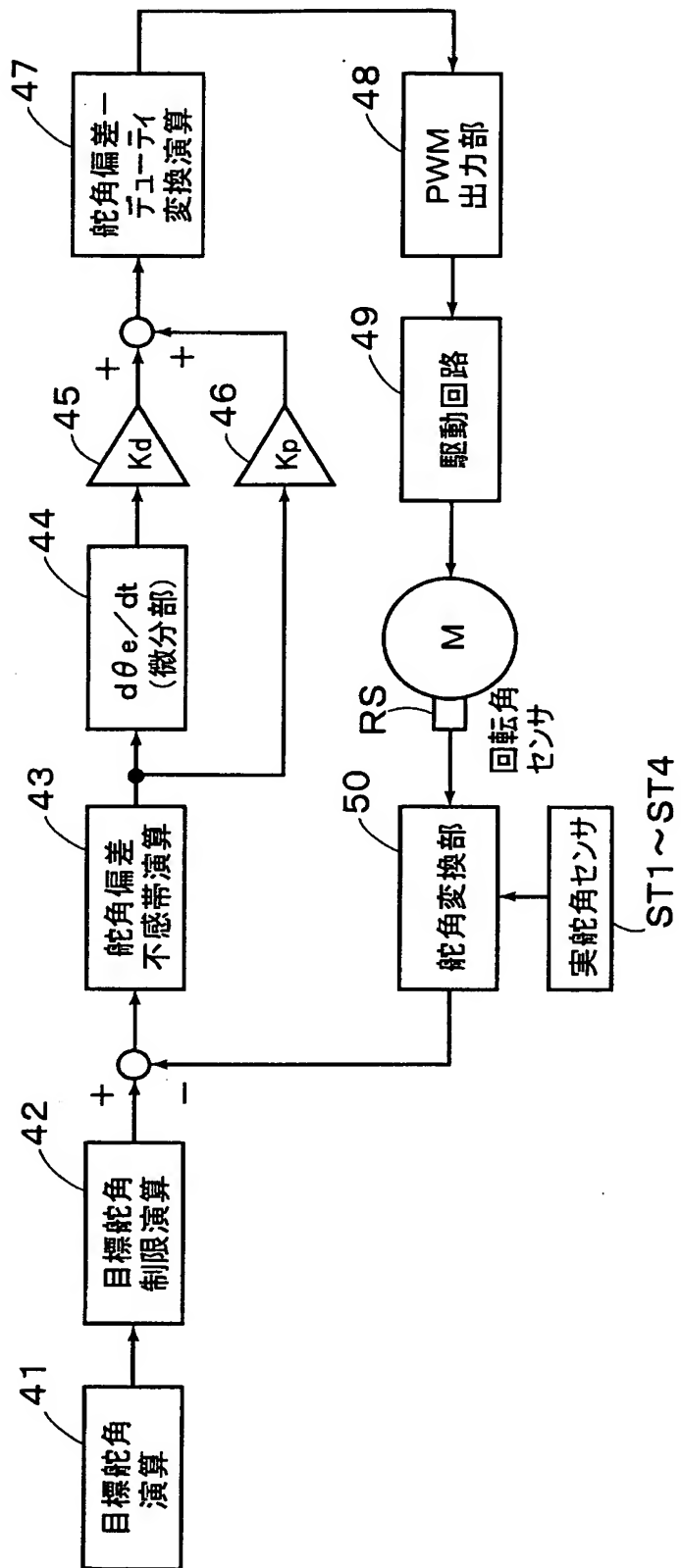
【図 4】



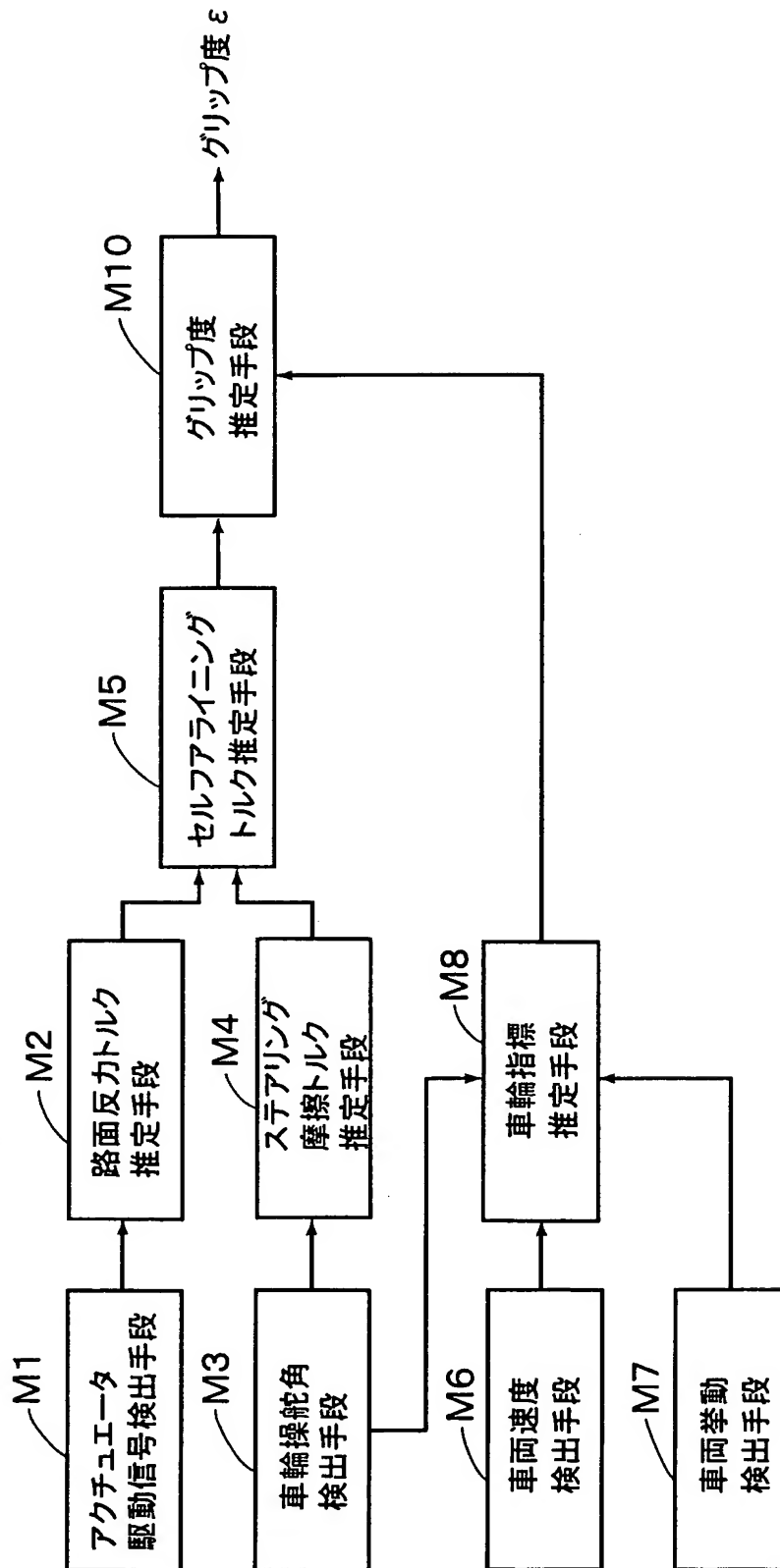
【図 5】



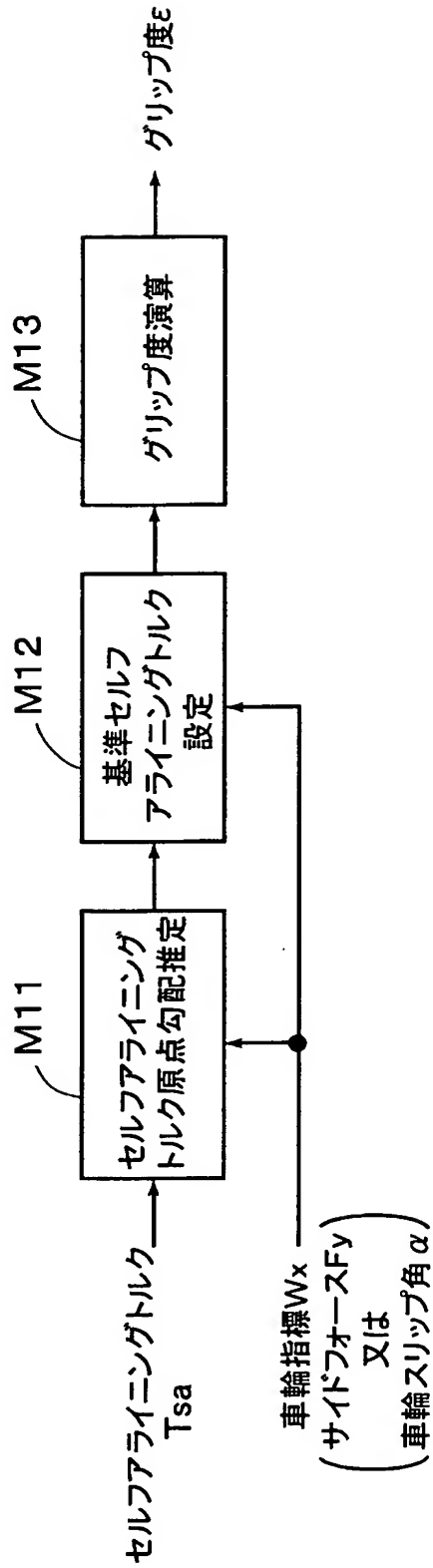
【図 6】



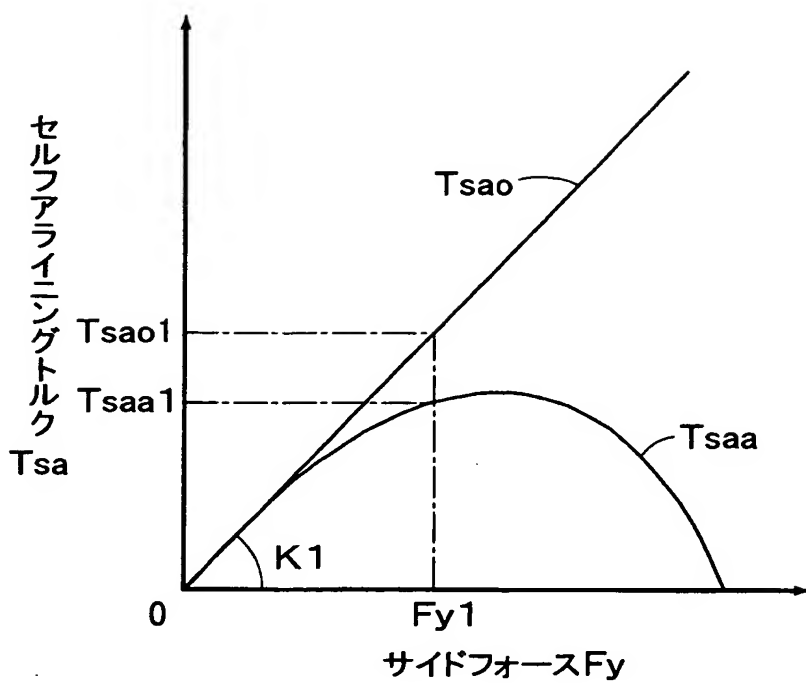
【図 7】



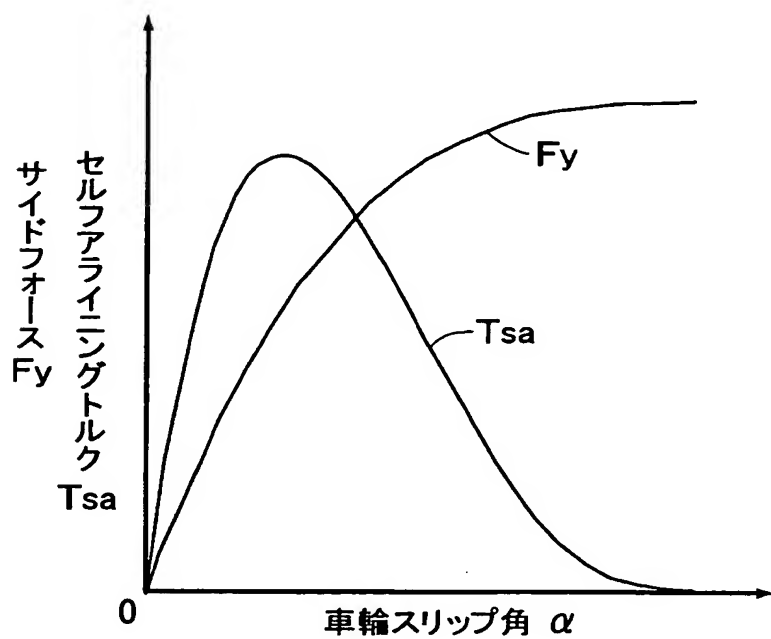
【図 8】



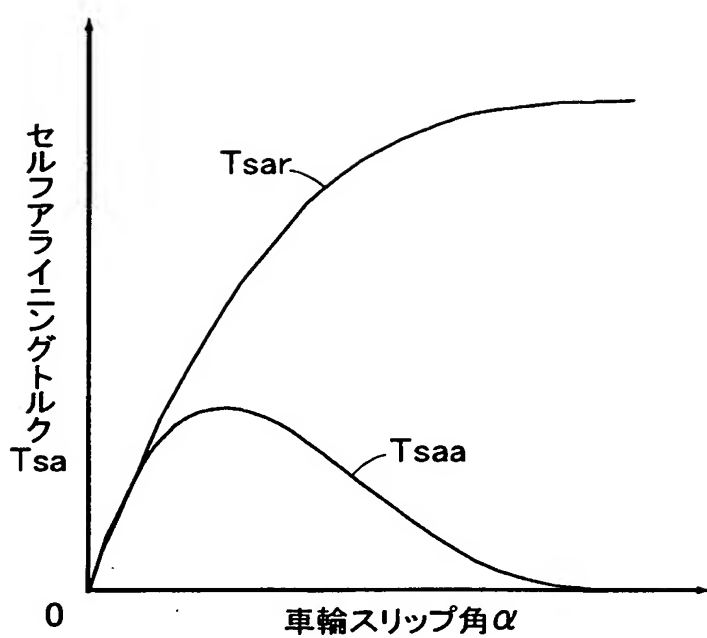
【図 9】



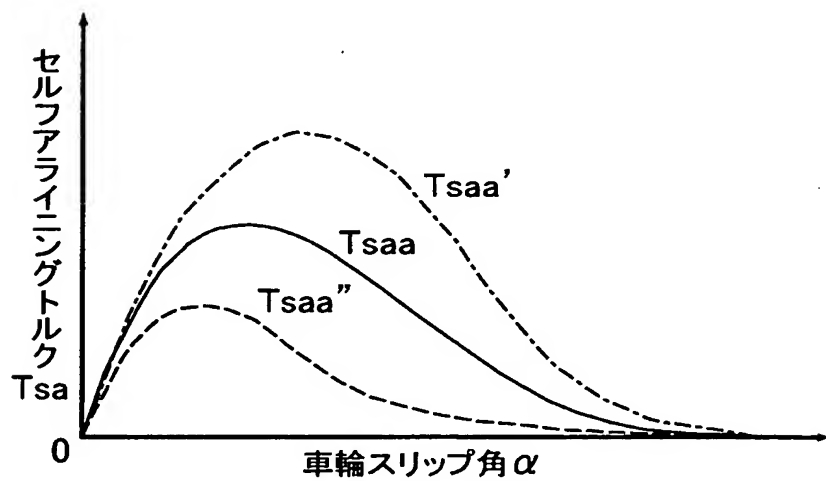
【図 10】



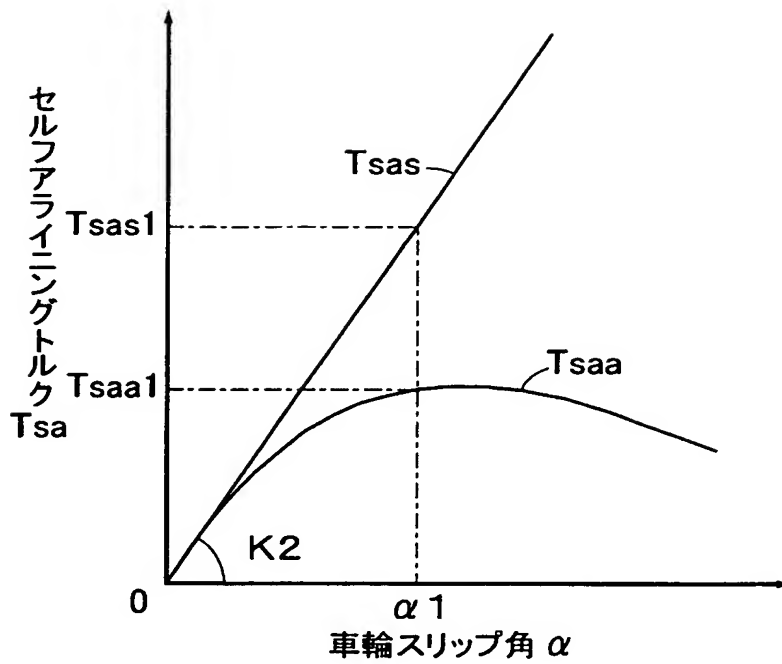
【図 11】



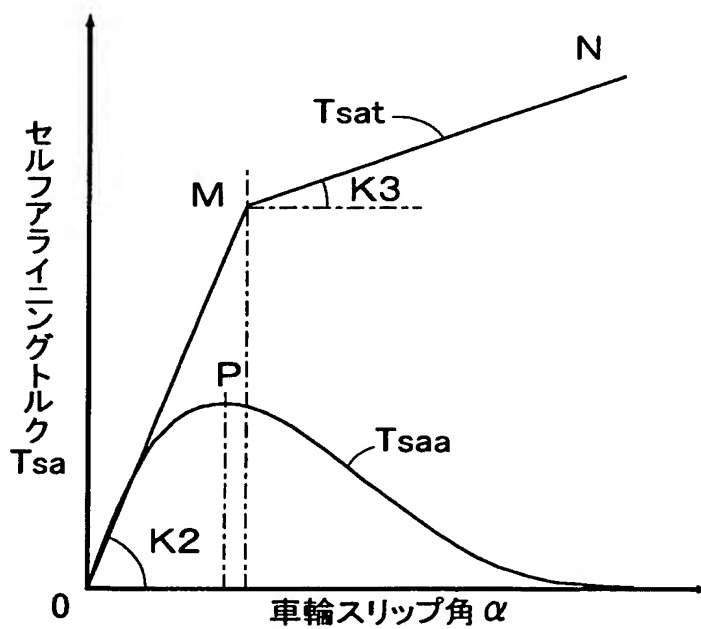
【図 12】



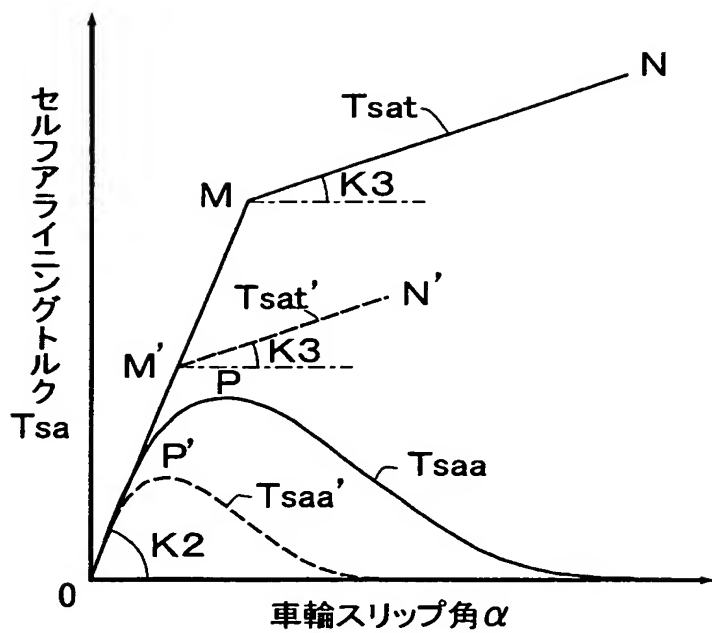
【図 13】



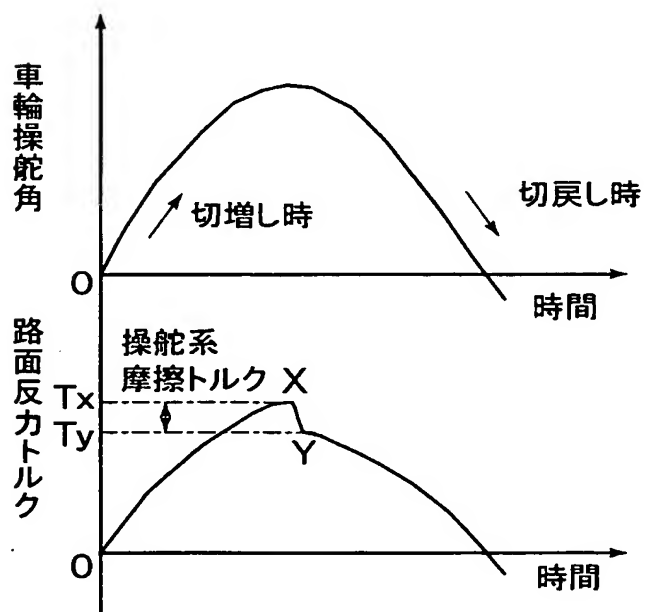
【図 14】



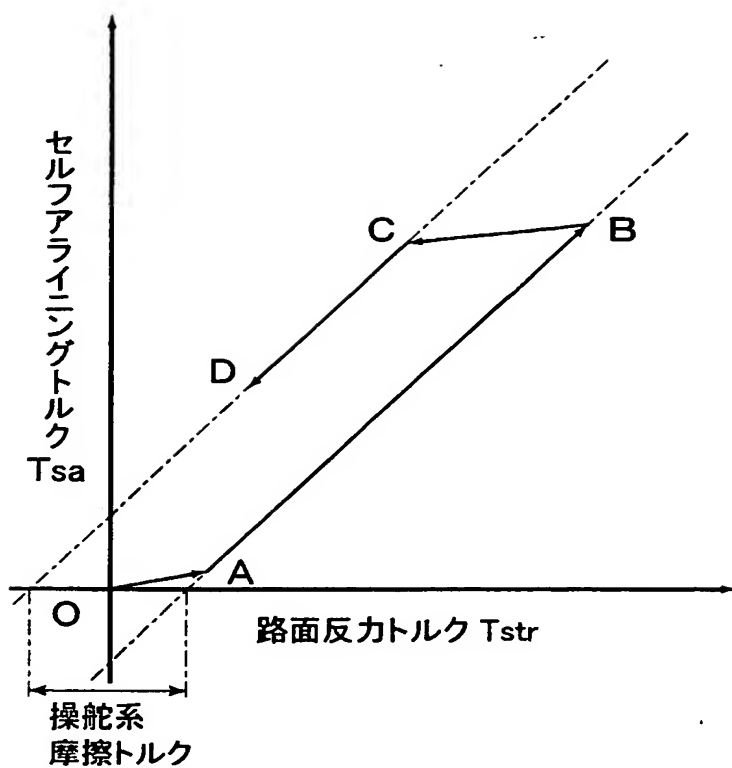
【図 15】



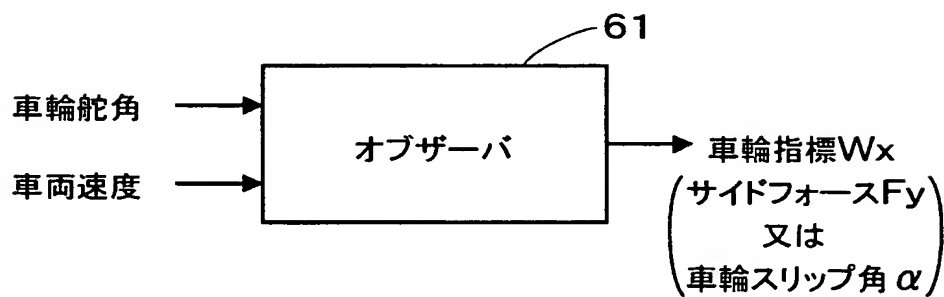
【図 16】



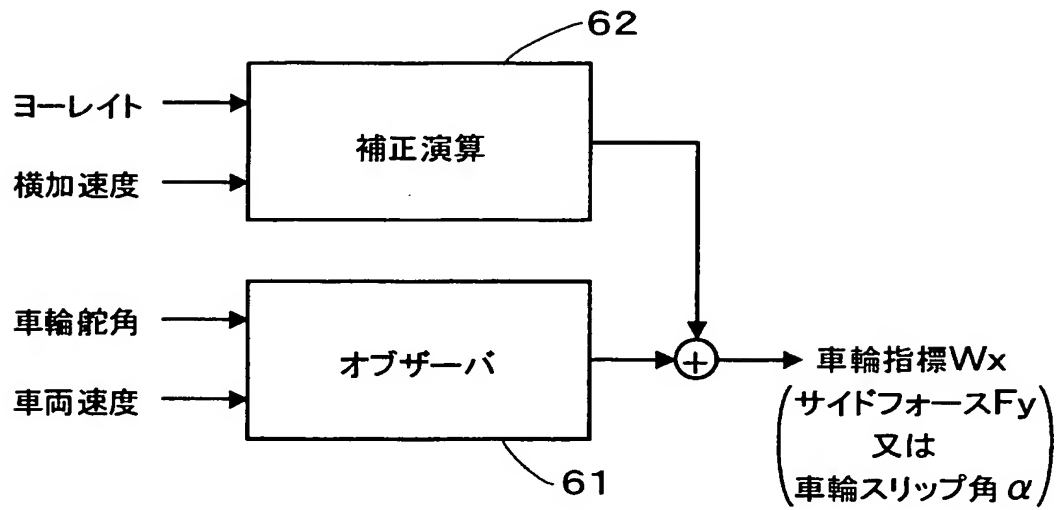
【図 17】



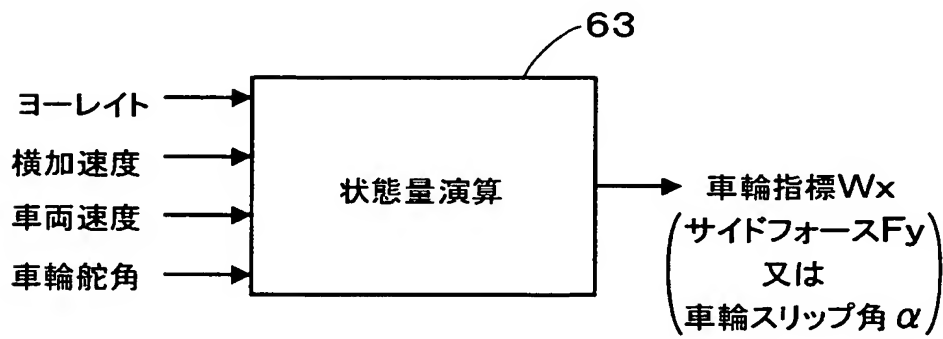
【図 18】



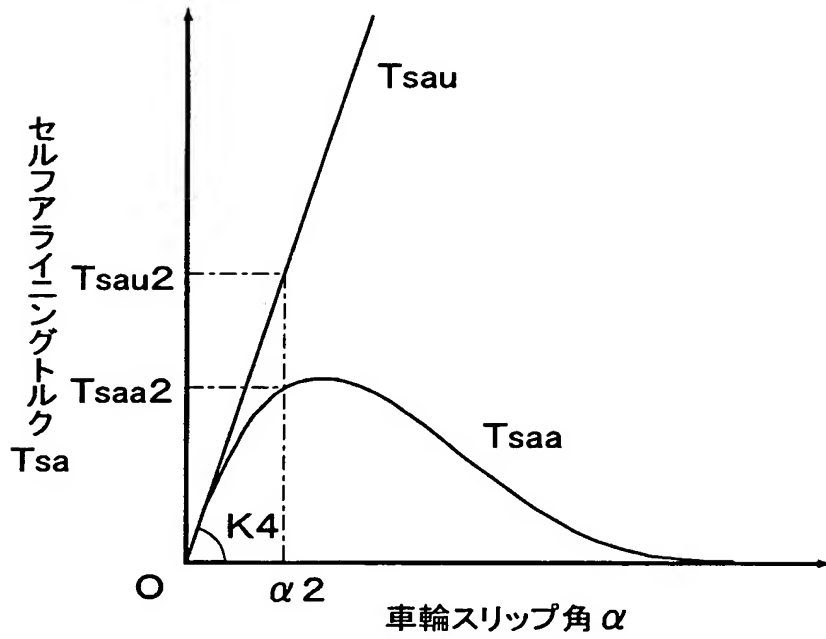
【図 19】



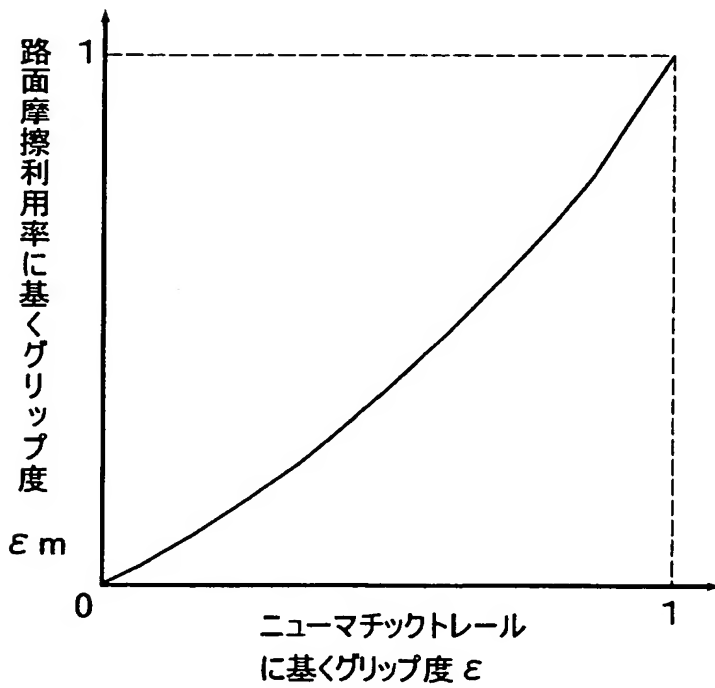
【図 20】



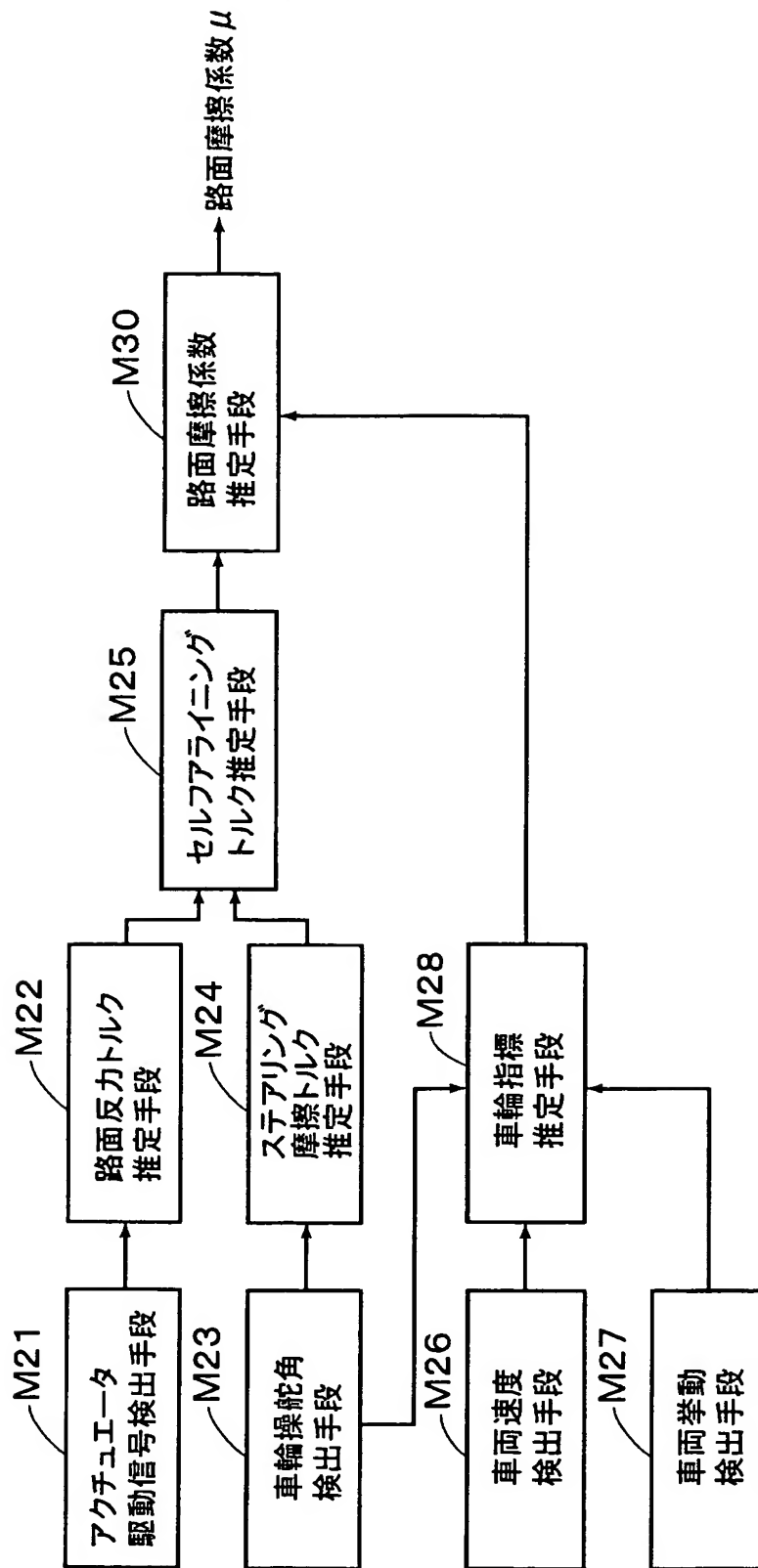
【図 2 1】



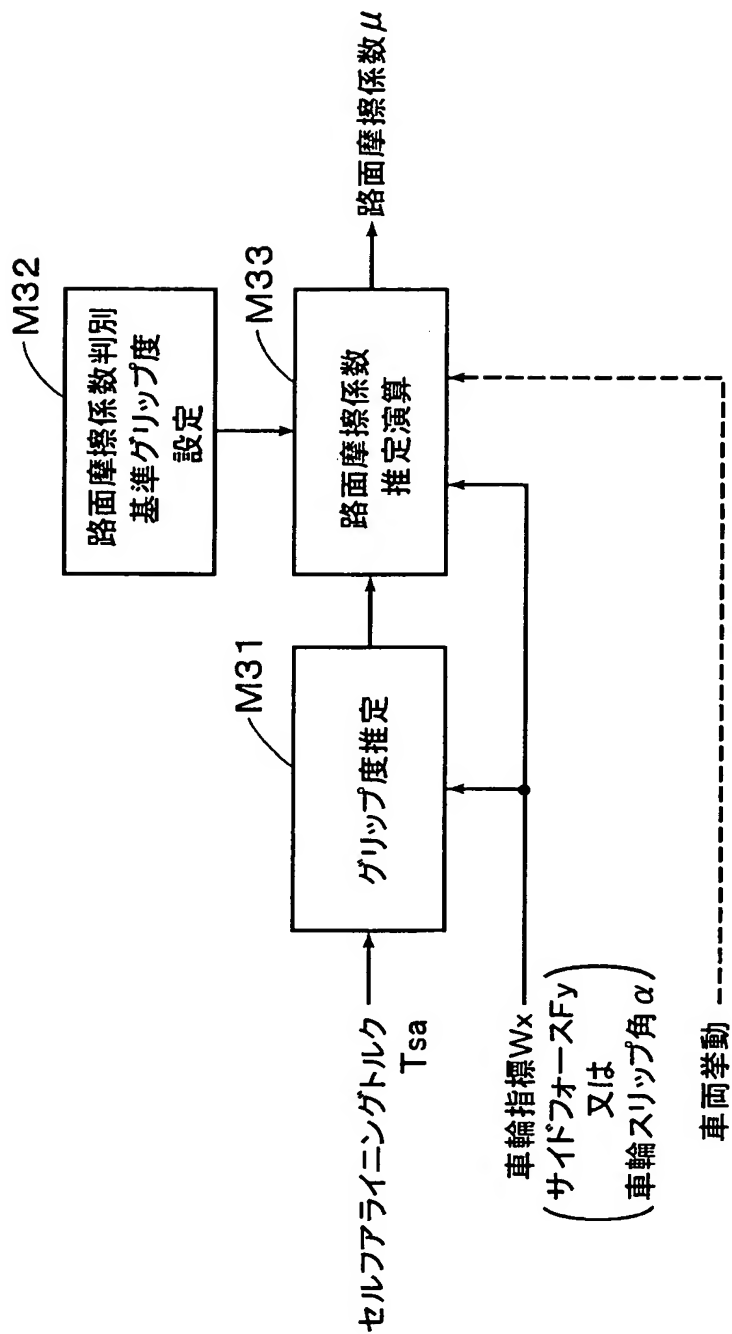
【図 2 2】



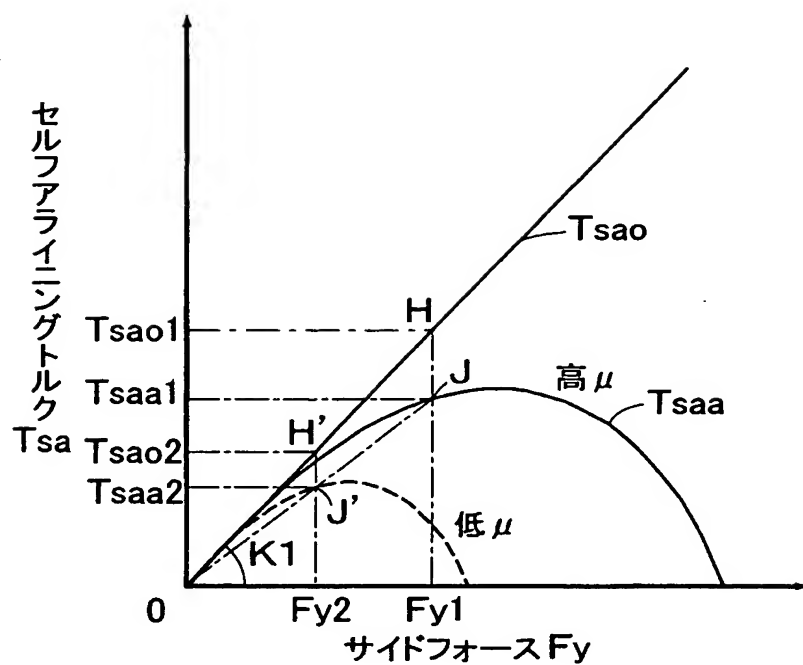
【図 23】



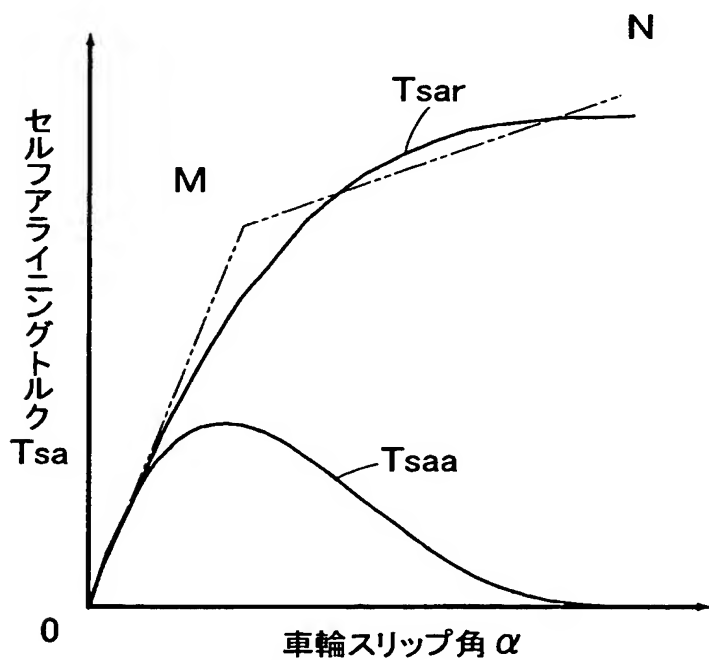
【図 24】



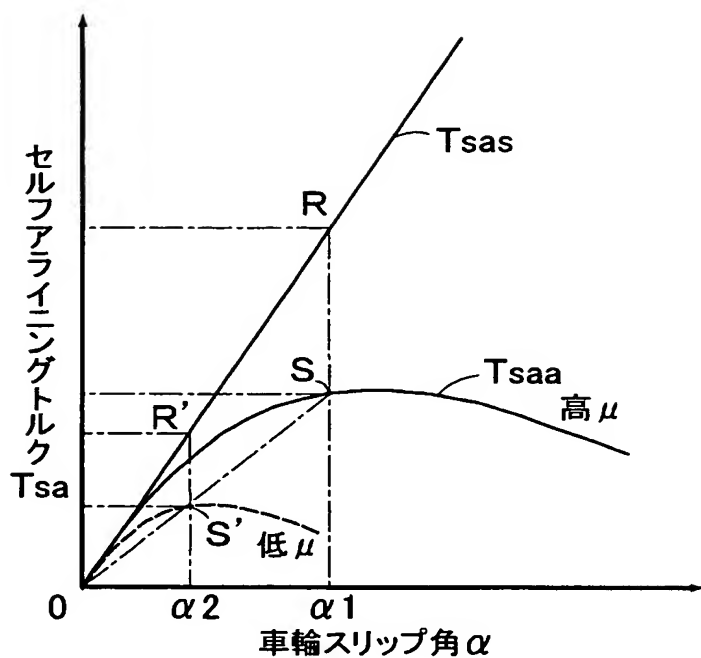
【図 25】



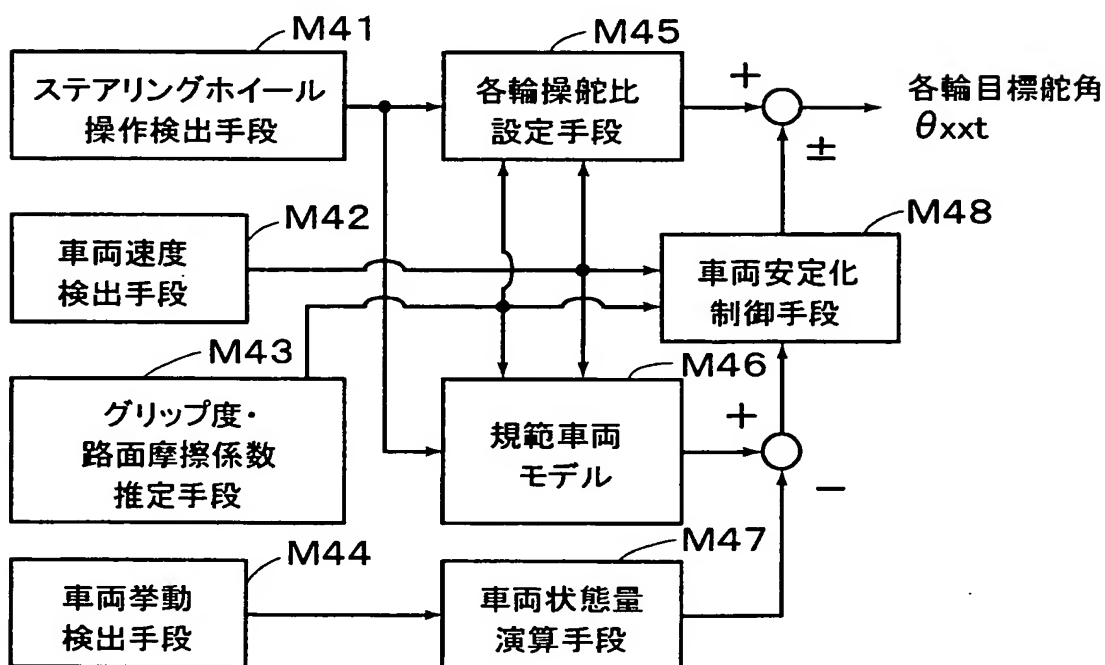
【図 26】



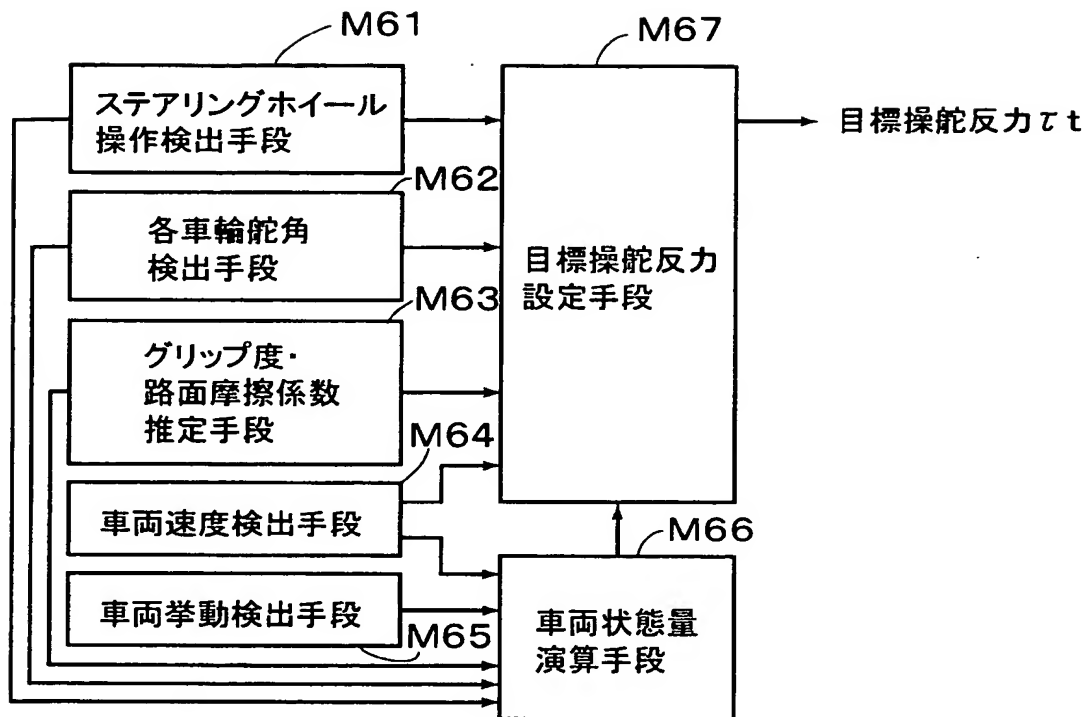
【図 27】



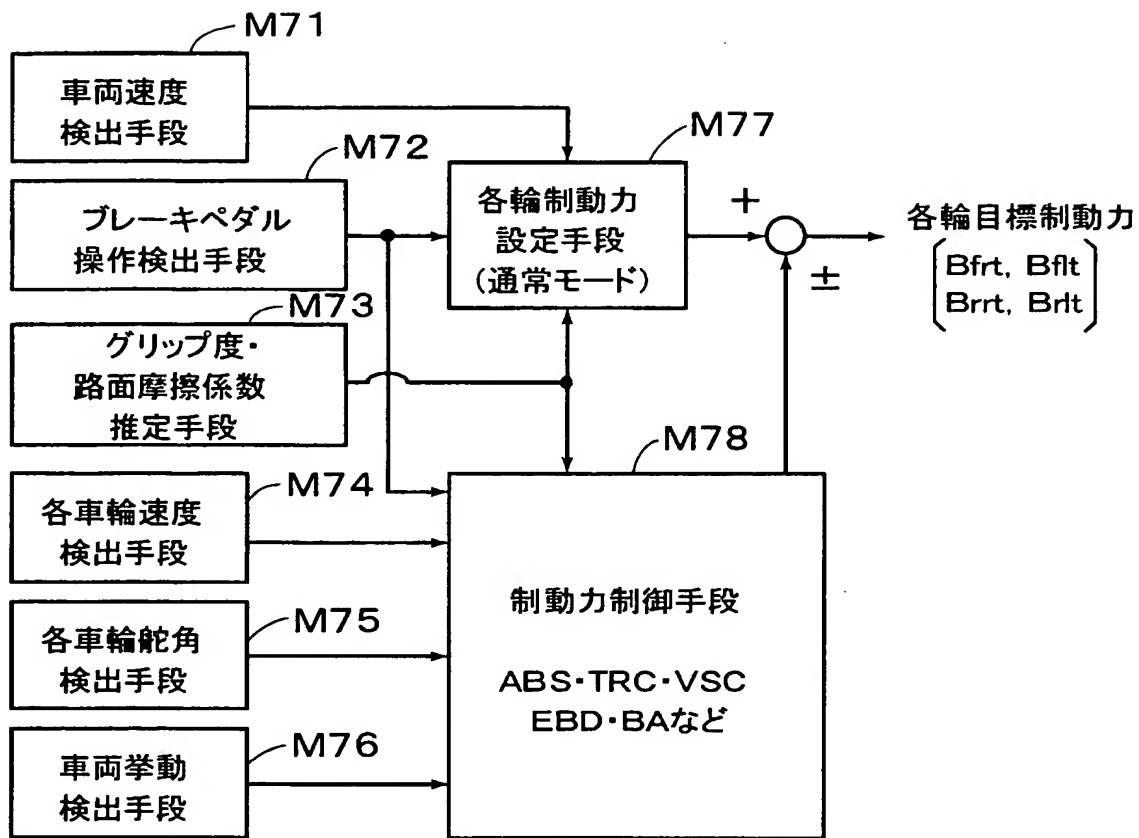
【図 28】



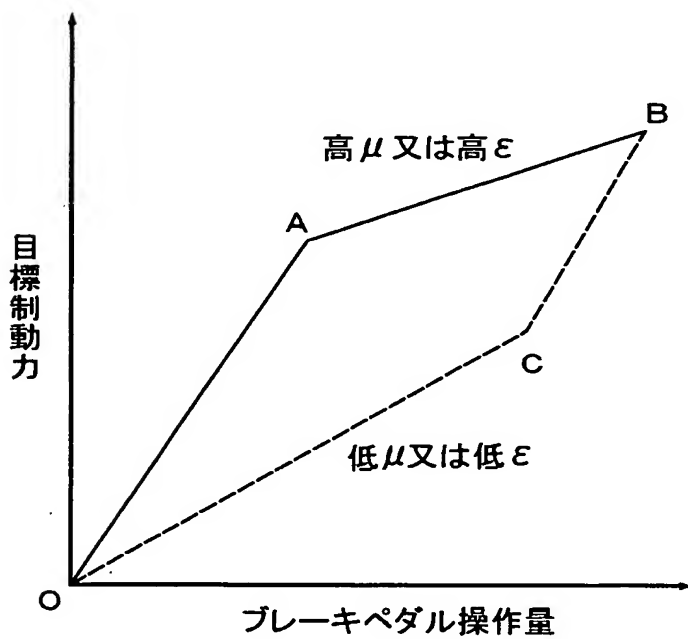
【図 29】



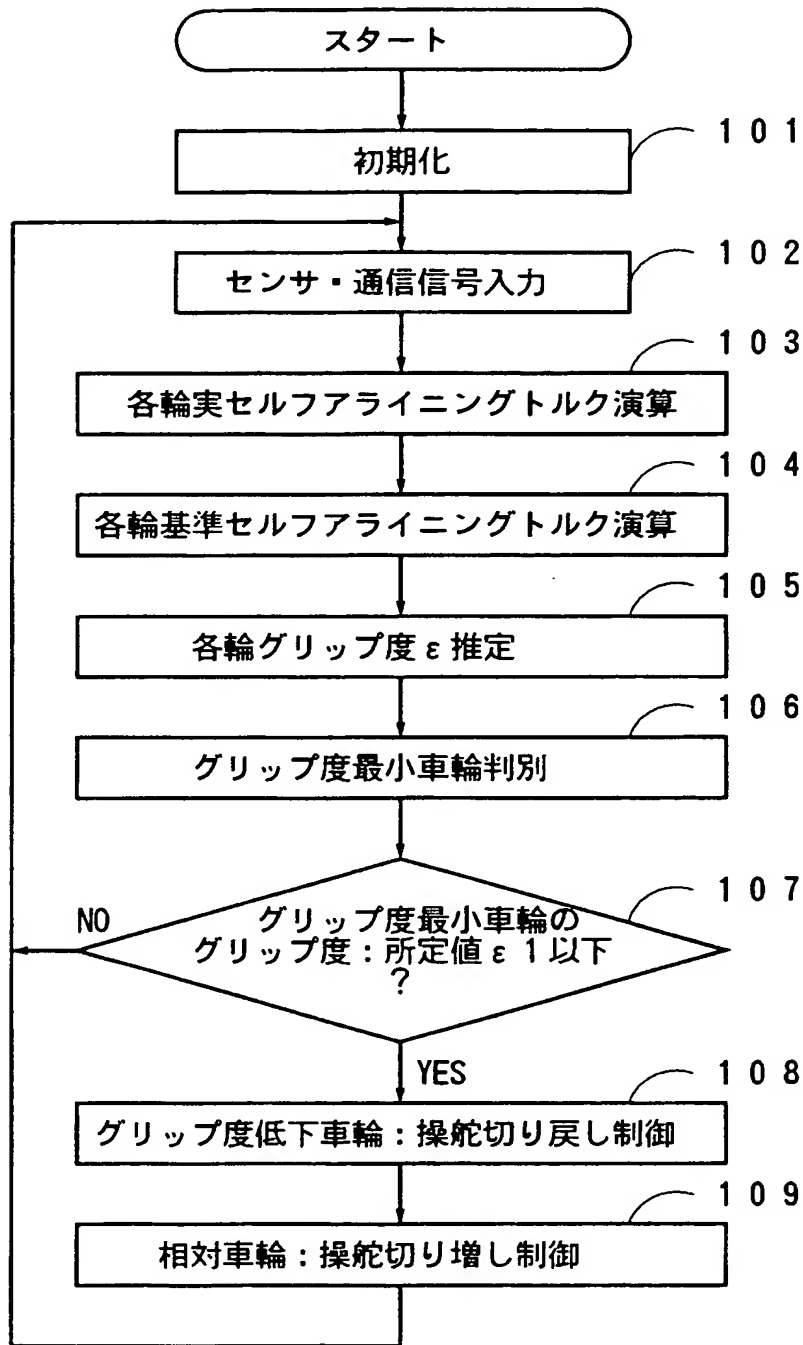
【図 30】



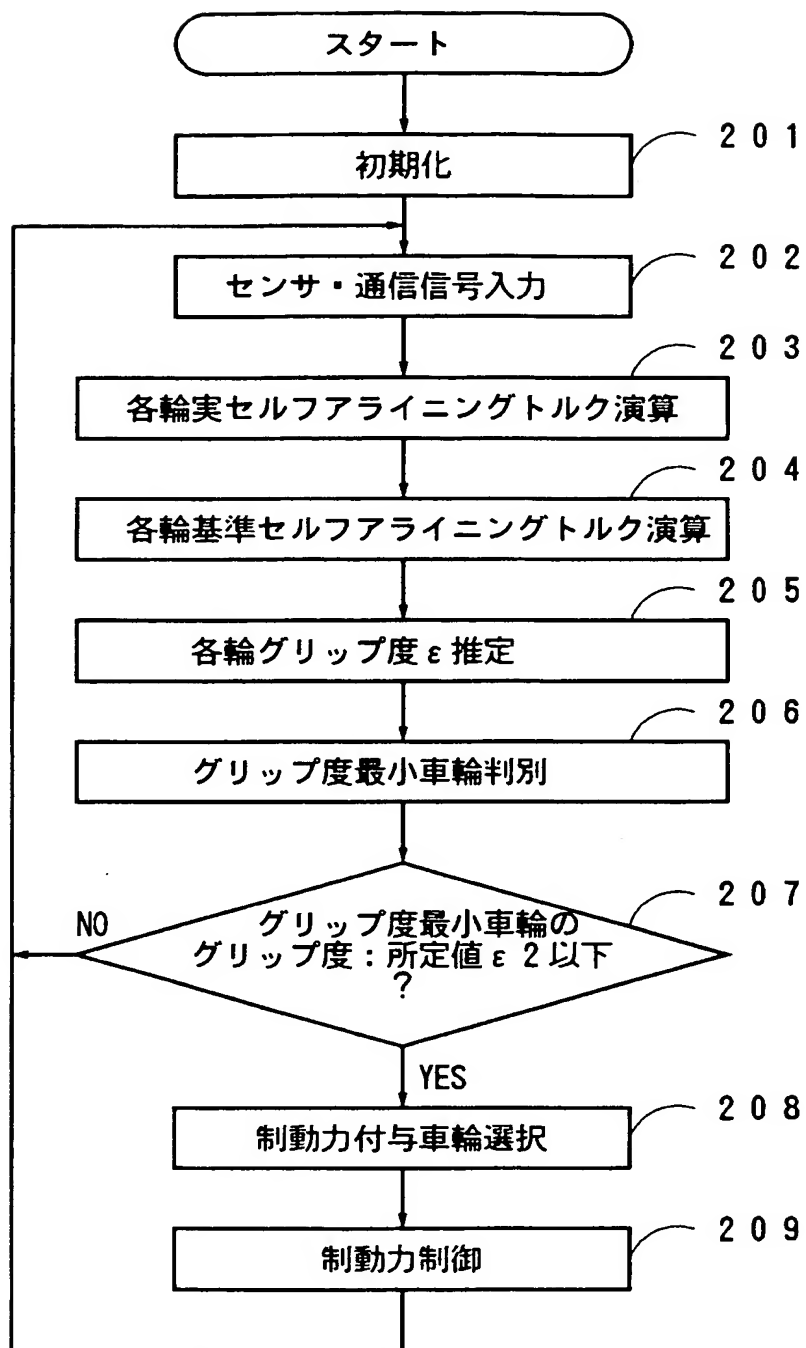
【図 31】



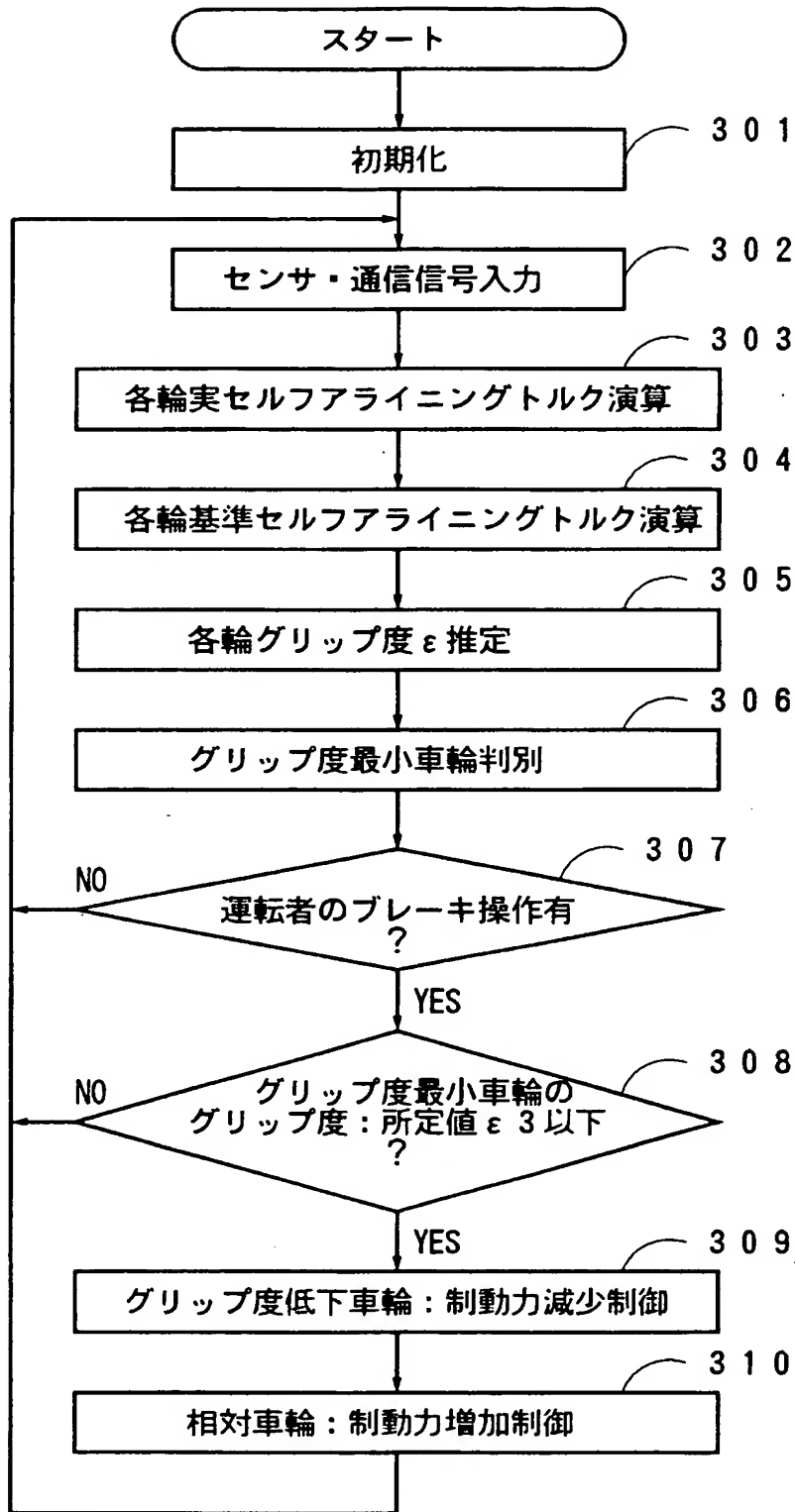
【図 3 2】



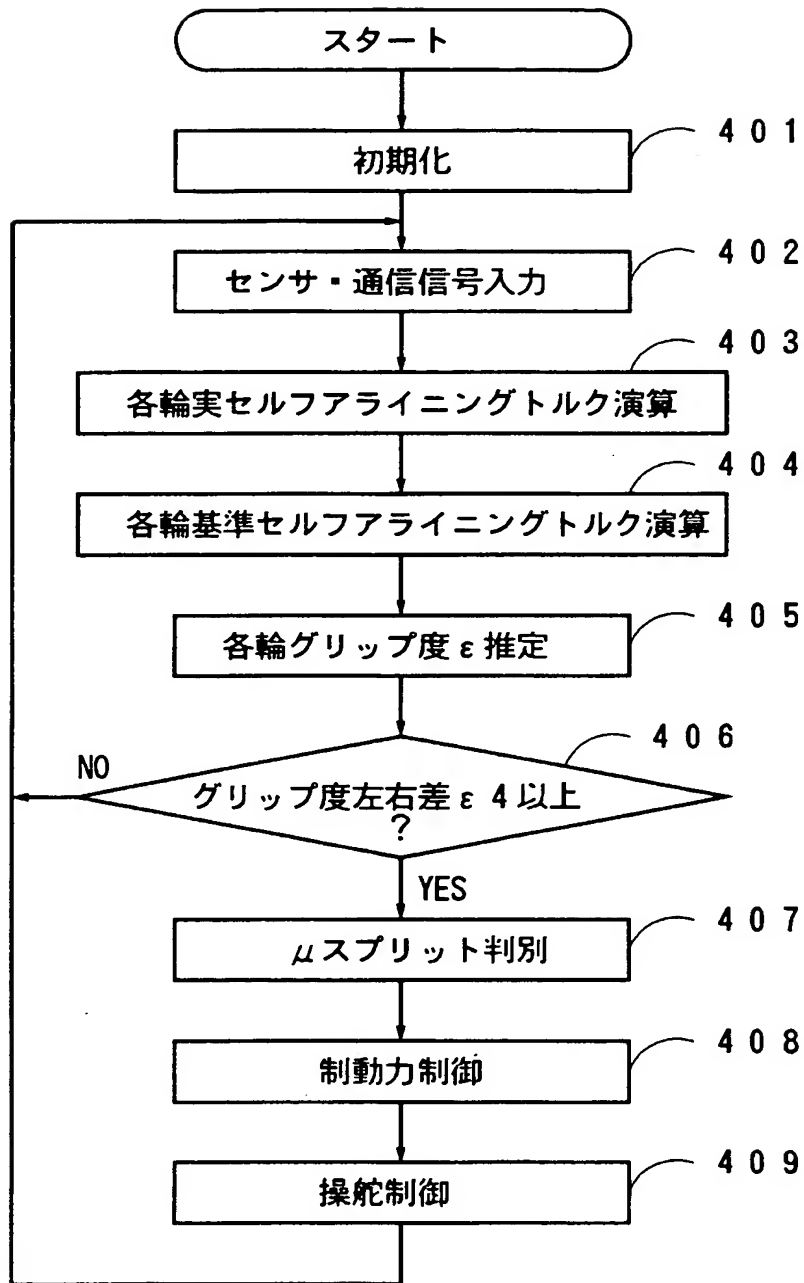
【図 33】



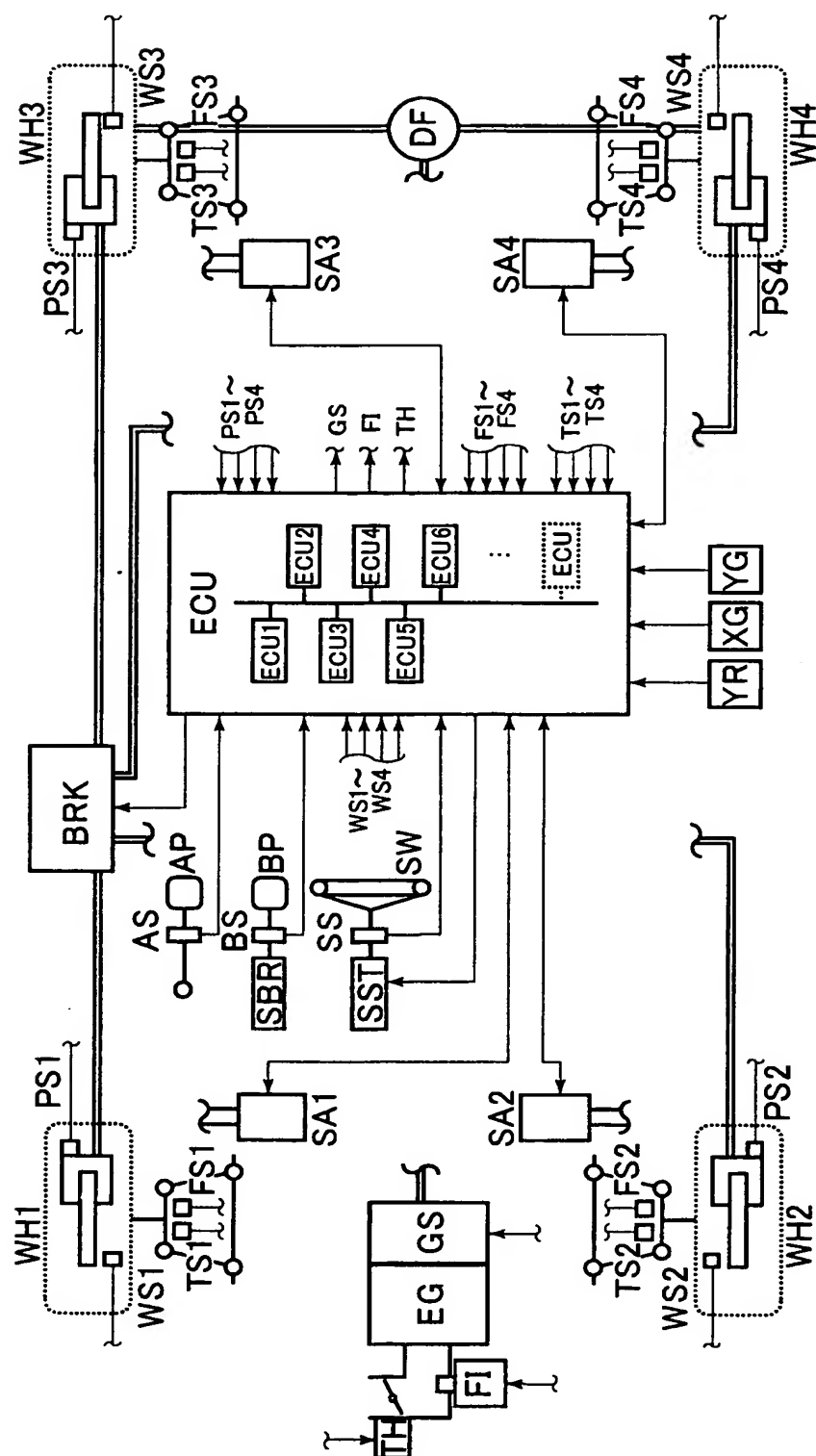
【図 34】



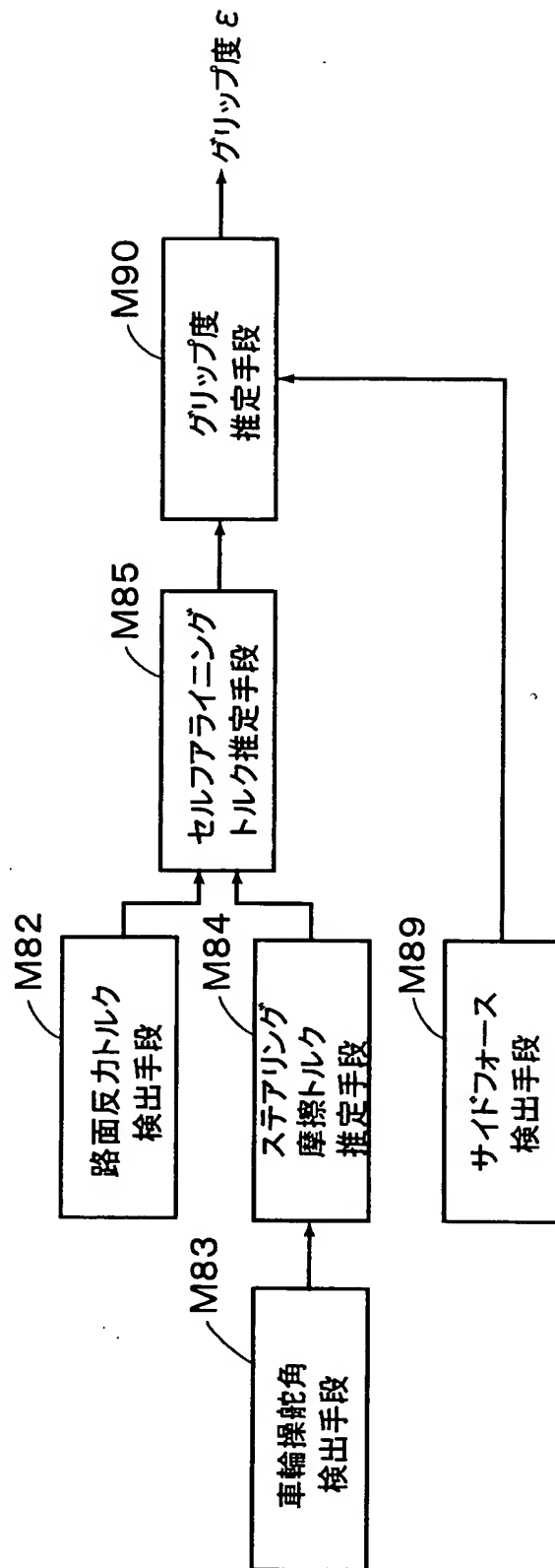
【図 35】



【圖 3 6】



【図 37】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 車輪毎に操舵制御を行うステア・バイ・ワイヤ・システムの車両に供し、該車両が走行中の路面状態を車輪毎に適切なタイミングで精度よく推定し得る路面状態推定装置を提供する。

【解決手段】 各車輪を操舵するときの路面反力トルクを、アクチュエータ駆動信号検出手段M1により車輪毎に検出し、その検出結果に基づき、セルフアライニングトルク推定手段M5にて、各車輪のセルフアライニングトルクを推定する。車輪指標推定手段M8において各車輪に対するサイドフォース及び車輪スリップ角を含む車輪指標のうちの少なくとも一つの車輪指標を推定し、又はセンサにより直接検出する。そして、車輪指標に対するセルフアライニングトルクの変化に基づき、グリップ度推定手段M10にて、各車輪に対するグリップ度 $\epsilon$ を推定する。

【選択図】 図7

特願 2 0 0 2 - 2 9 8 3 5 8

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 0 0 1 1 ]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 8 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県刈谷市朝日町 2 丁目 1 番地

氏 名

アイシン精機株式会社

特願 2 0 0 2 - 2 9 8 3 5 8

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 3 6 0 9 ]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 9 月 6 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 4 1 番地の 1

氏 名

株式会社豊田中央研究所

特願 2 0 0 2 - 2 9 8 3 5 8

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 3 4 7 0 ]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 4 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県刈谷市朝日町 1 丁目 1 番地

氏 名

豊田工機株式会社

特願 2002-298358

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[301065892]

1. 変更年月日

2001年10月 3日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地

氏 名

株式会社アドヴィックス